

POLITECNICO DI TORINO

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

Tesi di Laurea Magistrale



Calibrazione e validazione, in ambiente GT-Power, di un modello di rilascio termico predittivo per un motore diesel light-duty equipaggiato da sistemi di EGR ad alta e bassa pressione

Relatori

Dott. Ing. Roberto Finesso

Prof. Stefano D'Ambrosio

Candidato

Cosimo Di Dio

Aprile 2020

Abstract

Questa tesi si propone di eseguire la calibrazione e la validazione di un modello di combustione predittivo per un motore Diesel per applicazioni light-duty di FPT Industrial, costruito con il software di simulazione monodimensionale GT-Power, sviluppato da Gamma Technologies.

Oggi l'aumento dei prezzi dei combustibili, unito alle sempre più stringenti normative sulle emissioni inquinanti e sulla dispersione di anidride carbonica in atmosfera, spinge le case automobilistiche a cercare di efficientare la produzione di motori a combustione interna. Il raggiungimento di tali condizioni richiede strumenti che possano rendere sempre più rapido ed economicamente vantaggioso lo sviluppo delle nuove motorizzazioni. In questo contesto i software di simulazione monodimensionale hanno un ruolo chiave, poiché permettono di utilizzare il modello computerizzato come una sala prova virtuale, riducendo moltissimo i tempi di progettazione e, quindi, i costi.

Il motore fornito per questa analisi è un Diesel quattro cilindri in linea, dotato di turbina a geometria variabile. L'insieme dei dati sperimentali utilizzati include 103 punti operativi del motore.

Il lavoro è iniziato con l'adeguamento del modello GT-Power, fornito da FPT, allo stato reale del motore prototipale. È stata, dunque, eseguita una campagna di misurazione delle parti inizialmente non presenti nel modello e, successivamente, le misure così ottenute sono state utilizzate per completare il modello motore dettagliato. Il lavoro sin qui svolto è stato validato eseguendo una simulazione, dopo la quale è stato verificato che le pressioni e le portate nell'apparato di aspirazione erano paragonabili a quelle ottenute dai dati sperimentali. Il lavoro è proseguito con la procedura di calibrazione del modello DIPulse predittivo della combustione.

La procedura di cui al precedente paragrafo è iniziata con la preliminare validazione del modello motore dettagliato, usandone uno di combustione non predittivo. A questo scopo, è stata eseguita un'analisi TPA (Three Pressure Analysis) da cui sono stati ricavati i burn rate, partendo dai segnali di pressione sperimentali di ciascuno dei 103 punti operativi precedentemente menzionati.

Dopo la validazione del modello dettagliato, si è avviata la calibrazione di quello di combustione predittivo, partendo dall'analisi dei burn rate di 91 punti operativi, di cui 11 a

pieno carico, i restanti, invece, a carico parziale. Come avvenuto per il modello di combustione non predittivo, ne è stato messo a punto uno monocilindrico sul quale sono stati variati in modo iterativo i parametri di calibrazione dell'algoritmo predittivo, al fine di ottenere la migliore corrispondenza fra i burn rate predetti e quelli determinati a valle della analisi TPA. Tali parametri di calibrazione sono stati ricavati grazie all'utilizzo del tool di ottimizzazione Advanced Direct Optimizer che è presente all'interno del software GT-Power.

Terminata la calibrazione sul modello monocilindrico, i parametri di essa sono stati inseriti nel modello dettagliato per la predizione dei burn rate e di tutti gli altri parametri di performance del motore stesso.

A questo punto il modello dettagliato è divenuto predittivo. Si è, dunque, calibrato un modello delle emissioni di ossidi di azoto, la cui formazione è stata descritta dalle equazioni del "meccanismo di Zeldovich esteso" che è già previsto all'interno del software GT-Power.

Infine, è stato costruito un modello fast-running come semplificazione di quello dettagliato con l'obiettivo di ridurre i tempi di simulazione. Esso è stato testato in condizioni transitorie e validato per comparazione dei risultati ottenuti da quello dettagliato nelle medesime condizioni di funzionamento.

In conclusione, il modello di combustione DIPulse è stato ampiamente impiegato durante questa tesi come supporto alle attività di calibrazione del motore reale e per scopi legati alla selezione delle varie parti che lo compongono, con un occhio alle possibilità legate alla compatibilità con altri software per la trattazione di problematiche specifiche, legate, ad esempio, alla progettazione dettagliata di un singolo componente.

Indice generale

Capitolo 1. Motori a combustione interna	4
1.1 Aspetti fondamentali	4
1.2 Motori ad accensione per compressione	7
1.2.1 Motori ad accensione per compressione: camera di combustione	10
1.3 Motori ad accensione per compressione: sistema di iniezione	12
1.4 La combustione nei diesel odierni: modello di J. Dec	14
1.5 La ricircolazione dei gas di scarico	16
1.5.1 Confronto circuito EGR HP e EGR LP	19
1.6 Correzione del segnale di pressione in camera	23
1.6.1 Encoder Error Phasing	24
1.6.2 Pegging Error Phasing	26
1.6.3 Il Pegging Error in GT-Power	26
Capitolo 2. Software di simulazione GT-Power	28
2.1 La simulazione fluidodinamica monodimensionale	28
2.2 Le equazioni utilizzate e la discretizzazione della realtà	28
2.3 Modelli di combustione	30
2.3.1 Modelli di combustione non predittivi	33
2.3.2 Modelli di combustione predittivi	33
Capitolo 3. Analisi TPA rate e combustione predittiva	35
3.1 Analisi TPA: implementazione ed algoritmo di calcolo	36
3.2 Analisi TPA: Consistency checks	38
3.3 Calibrazione della combustione predittiva: dettagli sul modello DIPulse	39
Capitolo 4. Il motore oggetto di studio	41
4.1 Principali caratteristiche	41
4.2 Implementazione del modello in GT-Power e la mappa motore	43
Capitolo 5. Adeguamento del modello motore	45
5.1 Inserimento del bypass EGR Short-Route	46
5.2 Modifica del circuito LP EGR e della three-way valve	46
5.3 Dati di input e prima simulazione di prova	50
5.3.1 Modifica del turbine mass multiplier e dell'efficiency multiplier	51
5.3.2 Modifica della EBP valve	52
5.4 Risultati dell'adeguamento	52
Capitolo 6. Operazioni preliminari all'analisi TPA	55
6.1 Modifica delle fasature di iniezione e popolazione dell'IRM	55
6.2 Calcolo dell'Encoder Error Shift	60
6.3 Costruzione del modello motore a singolo cilindro	63
6.4 Risultati dell'analisi TPA (Three Pressure Analysis)	67
Capitolo 7. Costruzione del modello predittivo	71
7.1 Impostazione del modello per la calibrazione	72
7.2 Scelta dei punti motore per la calibrazione	73

7.3	Tipi di calibrazioni implementate	74
7.4	Calibrazione Single-set	75
7.5	Calibrazione Independent	84
7.6	Calibrazione NOx	92
Capitolo 8.	Validazione del modello predittivo	96
8.1	Risultati DIPulse con coefficienti correttivi unitari	96
8.2	Comparazione errori a valle delle calibrazioni	97
Capitolo 9.	Ulteriori implementazioni del modello predittivo	101
9.1	Modello fast-running	101
9.2	Step adottati per la costruzione del modello FRM	102
9.3	Analisi dei risultati del modello fast-running	105
9.4	Analisi dei risultati	105
Capitolo 10.	Conclusioni	112

Elenco delle figure

Figura 1: schema del meccanismo biella-manovella [2]	4
Figura 2: schema di un ciclo reale riportato sul piano P-V	5
Figura 3: influenza del rapporto di compressione sui cicli Otto e Diesel. [1]	6
Figura 4: analisi fenomenologica della combustione per motori ad accensione per compressione [2]	8
Figura 5: esempio di pistone per motore Diesel [1]	10
Figura 6: schema costitutivo del sistema di iniezione common-rail. {1}	12
Figura 7: schema di un iniettore. {1}	12
Figura 8: schema dei segnali di corrente - dettaglio delle iniezioni possibili. {1}	13
Figura 9: schema Injection Rate - dettaglio delle iniezioni possibili. {1}	13
Figura 10: modello di J. Dec {4}	14
Figura 11: schema di un circuito EGR esterno. . . .	16
Figura 12: effetti dell'EGR sulla produzione degli NOx . {2}	18
Figura 13: schema EGR HP e LP. [3]	19
Figura 14: influenza del LP EGR sul funzionamento del compressore. [3]	20
Figura 15: LP EGR cooler - si individuano le pressioni p1 e p2. [3]	21
Figura 16: effetti utilizzo del LP EGR sui consumi. [3]	21
Figura 17: schema LP EGR - formule della portata ed influenza sui consumi	22
Figura 18: particolare delle formule della figura precedente	22
Figura 19: esempio di iniettore piezoresistivo. {2}	23
Figura 20: effetto dell'Encoder Error sul segnale di pressione del ciclo trascinato. {3}	24
Figura 21: discretizzazione di un flowsplit in GT-Power. {5}	29
Figura 22: dettaglio del getto di combustibile con fiamma diffusiva. {4}	31
Figura 23: differenze fra burn rate ed heat release rate	31
Figura 24: pressione in camera e MFB - dettaglio del baricentro della combustione. {2}	32
Figura 25: approccio multi-zona modello DIPulse. {3}	34
Figura 26: a sinistra, pressioni in camera su 20 cicli - A destra, pressione media {2}	37
Figura 27: circuito LP EGR - componenti e flussi	42
Figura 28: particolare della curva a monte della turbina	42
Figura 29: particolare del gruppo turbina-compressore - flusso dei gas di scarico	43
Figura 30: mappa motore completa - punti 12 – 67 – 79 - 91 coincidenti con il 103	44
Figura 31: modello motore FPT	44
Figura 32: modello motore finale	45
Figura 33: particolare del bypass HP EGR	46
Figura 34: particolare del condotto LP EGR modificato	47
Figura 35: LP EGR- particolare dei canali sottoposti a modifiche	47
Figura 36: schema funzionamento meccanico three-way valve	47
Figura 37: particolare del condotto di aspirazione con schema costruttivo	48
Figura 38: caratteristica angolo chiusura EGRV - angolo apertura THR.V. Fonte: Denso	49
Figura 39: lookup table GT-Power - corrispondenza fra area effettiva EGR e THRVA	50
Figura 40: mappa turbina - effetti modifica multiplier	51

Figura 41: mappa dei $D_{(mm)}$ equivalenti della valvola EBP – in blu valvola chiusa	52
Figura 42: verifica della predittività dei flussi – portata nel circuito EGR HP	53
Figura 43: verifica della predittività dei flussi – portata aspirata a valle CAC	53
Figura 44: plot controller EGR - a sx condizione originale, a dx condizione a valle delle modifiche	54
Figura 45: a sx iniezione ideale – a dx con ritardo fra segnale elettrico e portata	56
Figura 46: profilo di iniezione ideale	56
Figura 47: Injection Rate Map - profili ricavati dai dati sperimentali	58
Figura 48: profili di iniezione per diverse pressioni nel rail e diversi ET	59
Figura 49: mappa Start of Injection della iniezione main	60
Figura 50: ciclo trascinato - ingrandimento della regione intorno al TDC	60
Figura 51: risultati del primo tentativo di calcolo dell'Encoder Error Shift	62
Figura 52: risultati del secondo tentativo di calcolo dell'Encoder Error Shift	63
Figura 53: modello monocilindrico con particolare degli ambienti di immissione delle pressioni	64
Figura 54: schermata GT-Power di impostazione ambiente "EndEnvironmentTPA" di aspirazione	64
Figura 55: profilo di pressione al collettore imposta in "EndEnvironmentTPA"	65
Figura 56: a sinistra, ambiente "EndEnvironmentTPA" di scarico – a destra, particolare switch	66
Figura 57: valori dei consistency check a valle della analisi TPA	67
Figura 58: – in blu, Consistency Checks = 1 - in arancione, Consistency Checks = 0	68
Figura 59: errore percentuale dell'IMEP del modello predittivo rispetto ai valori della TPA	69
Figura 60: errore del Mass Fraction Burned 50% del modello predittivo rispetto alla TPA	69
Figura 61: errore della PFP del modello non predittivo rispetto ai valori della TPA	69
Figura 62: modello utilizzato per la calibrazione DIPulse	72
Figura 63: mappa motore – in blu sono rappresentati i punti utilizzati per la calibrazione DIPulse	74
Figura 64: RMSE del burn rate predetto vs simulato della calibrazione Single-set	75
Figura 65: best case - case 5 - 2750 rpm x 100% carico	76
Figura 66: worst case - case 102 - 1750 rpm x 0.96% carico	76
Figura 67: case 41 - a sinistra, pressione in camera e cum. burn rate – a destra, burn rate	77
Figura 68: case 40 - a sinistra, pressione in camera e cum. burn rate – a destra, burn rate	77
Figura 69: case 37 - a sinistra, pressione in camera e cum. burn rate – a destra, burn rate	78
Figura 70: mappa motore con specifica dei punti a carico costante analizzati	78
Figura 71: mappa motore - in verde, i punti analizzati a velocità costante	80
Figura 72: case 74 - a sinistra, pressione in camera e cum. burn rate – a destra, burn rate	80
Figura 73: case 50 - a sinistra, pressione in camera e cum. burn rate – a destra, burn rate	81
Figura 74: case 19 - a sinistra, pressione in camera e cum. burn rate – a destra, burn rate	81
Figura 75: errore percentuale dell'IMEP del modello predittivo rispetto ai risultati della TPA	82
Figura 76: errore della PFP del modello predittivo rispetto ai risultati della TPA	82
Figura 77: errore dell'MFB50 del modello predittivo rispetto ai risultati della TPA	82
Figura 78: mappe errore PFP – calibrazione Single-set	83
Figura 79: mappe errore MFB50 – calibrazione Single-set	83
Figura 80: mappe errore IMEP – calibrazione Single-set	84
Figura 81: mappe motore con valori dell'Entrainment Multiplier	85
Figura 82: mappe motore con valori dell'Ignition Delay Multiplier	85
Figura 83: mappe motore con valori del Premix Multiplier	85

Figura 84: mappe motore con valori del Diffusion Multiplier	86
Figura 85: RMSE del burn rate predetto vs simulato della calibrazione Independent	86
Figura 86: best case - case 5 - 2750 rpm x 100% carico	87
Figura 87: worst case – case 97 – 2500 rpm x 5% carico	87
Figura 88: case 41 - a sinistra, pressione in camera e cum. burn rate – a destra, burn rate	88
Figura 89: case 40 - a sinistra, pressione in camera e cum. burn rate – a destra, burn rate	88
Figura 90: case 41 - a sinistra, pressione in camera e cum. burn rate – a destra, burn rate	88
Figura 91: case 74 - a sinistra, pressione in camera e cum. burn rate – a destra, burn rate	89
Figura 92: case 50 - a sinistra, pressione in camera e cum. burn rate – a destra, burn rate	89
Figura 93: case 19 - a sinistra, pressione in camera e cum. burn rate – a destra, burn rate	90
Figura 94: errore dell’IMEP del modello predittivo rispetto ai risultati della TPA	90
Figura 95: errore della PFP del modello predittivo rispetto ai risultati della TPA	90
Figura 96: errore del MFB50 del modello predittivo rispetto ai risultati della TPA	91
Figura 97: mappe errore PFP – calibrazione Independent	91
Figura 98: mappe errore MFB50 – calibrazione Independent	92
Figura 99: mappe errore IMEP – calibrazione Independent	92
Figura 100: emissioni NOx – sperimentali “arancione” - predittivi “giallo”	94
Figura 101: errore di NOx del +/-40%	94
Figura 102: errore dell’IMEP rispetto ai risultati della TPA	96
Figura 103: errore della PFP rispetto ai risultati della TPA	96
Figura 104: errore del MFB50 rispetto ai risultati della TPA	97
Figura 105: errori IMEP DIPulse=1 / calibrazioni Independent e Single-set	98
Figura 106: errori PFP DIPulse=1 / calibrazioni Independent e Single-set	98
Figura 107: errori MFB50 DIPulse=1 / calibrazioni Independent e Single-set	98
Figura 108: RMSE del burn rate - confronto calibrazione Single-set e Independent	100
Figura 109: modello dettagliato - in rosso, dettaglio dei sottosistemi modificati	103
Figura 110: modello fast-running - dettaglio dei sottosistemi modificati	104
Figura 111: particolare dei canali a valle della turbina che limitano il timestep	105
Figura 112: profili di velocità e carico imposti - transitorio di 2 secondi	106
Figura 113: confronto IMEP del modello dettagliato e del modello Fast-Running	106
Figura 114: confronto MFB50 del modello dettagliato e del modello Fast-Running	107
Figura 115: confronto PFP del modello dettagliato e del modello Fast-Running	107
Figura 116: confronto PFP del modello dettagliato e del modello Fast-Running	107
Figura 117: confronto Inlet Temperature	108
Figura 118: confronto Outlet Pressure	108
Figura 119: confronto Outlet Temperature	109
Figura 120: confronto Portata Inlet Air + EGR	109
Figura 121: confronto HP EGR Fraction	109
Figura 122: confronto della pressione di boost e posizione del rack della turbina	110
Figura 123: Factor of Real Time per il modello dettagliato e per il modello fast running	111

Elenco delle tabelle

Tabella 1: sezione del canale al variare dell'angolo di apertura/chiusura della valvola EGRV e THRV	49
Tabella 2: valori dei coefficienti correttivi Efficiency e Mass Multiplier adottati per la turbina	51
Tabella 3: risultati casi in errore per ciascun valore di Angular Shift di tentativo – prima iterazione	61
Tabella 4: risultati casi in errore per ciascun valore di Angular Shift di tentativo – seconda iterazione	62
Tabella 5: Errori Analisi TPA	67
Tabella 6: intervalli di variabilità dei coefficienti di calibrazione DIPulse	69
Tabella 7: intervalli di variabilità dei coefficienti di calibrazione DIPulse	73
Tabella 8: range massimi di errore di IMEP, Peak Pressure e MFB50	75
Tabella 9: valori coefficienti di calibrazione DIPulse Single-set	75
Tabella 10: dettaglio del best case e del worst case per la calibrazione Single-set	76
Tabella 11: dettaglio dei casi ad uguale carico	77
Tabella 12: dettaglio dei casi ad uguale velocità motore	79
Tabella 13: dettaglio del best case e del worst case per la calibrazione Independent	86
Tabella 14: dettaglio dei casi ad uguale carico	87
Tabella 15: dettaglio dei casi ad uguale velocità motore	89
Tabella 16: valori dei parametri NOx calibrati	93
Tabella 17: dettaglio dei coefficienti NOx a valle della calibrazione	94
Tabella 18: errori massimi e medi della calibrazione NOx	95
Tabella 19: confronto fra errori medi sulle grandezze IMEP, PFP, MFB50	99
Tabella 20: confronto fra errori RMSE sulle grandezze IMEP, PFP, MFB50	100

Introduzione

Negli ultimi anni il mercato dei veicoli light-duty ha visto un forte inasprimento delle normative sulle emissioni inquinanti; basti pensare all' introduzione del ciclo NHTC per le omologazioni e alla sempre più pressante riduzione delle emissioni di NO_x che ha richiesto l'introduzione di appositi sistemi *aftertreatment SCR* basati su una iniezione di urea. È indubbio, quindi, che anche la complessità dei sistemi di propulsione vada sempre più ad inasprirsi, con l'exasperazione dei limiti relativi alle emissioni inquinanti.

La risposta dei costruttori a questa problematica ha determinato la progettazione e la successiva realizzazione di sistemi di propulsione ibridi o elettrificati che hanno permesso di:

- ridurre le emissioni inquinanti e il rumore nei centri urbani;
- avere migliori prestazioni rispetto al motore termico, anche nei punti in cui il funzionamento di quest'ultimo raggiunge la massima efficienza e il minimo consumo di combustibile.

Viceversa, la scelta di sistemi a propulsione elettrica o ibrida non elimina i problemi legati all'inquinamento anzi, addirittura potrebbe incrementarli per diversi motivi legati:

- all'aumento del peso complessivo del veicolo per la mole delle batterie;
- all'autonomia relativamente ridotta dovuta alla ancora bassa densità energetica delle stesse batterie e alla lunghezza dei tempi di ricarica;
- alle difficoltà legate allo smaltimento delle batterie esauste.

Per questi motivi, la propulsione a combustibili fossili è, ad oggi, ancora tecnicamente concorrenziale e rappresenta attualmente il tipo di propulsione di gran lunga più sviluppato sul mercato.

Le mutate esigenze del mercato legate ad una comprensione sempre più vicina alle problematiche ambientali pongono, quindi, sempre nuove sfide all'ingegnere che si propone di sviluppare una nuova motorizzazione, scegliendo di volta in volta le tecnologie più opportune. In questo contesto, un ruolo sempre più importante è ricoperto dai codici di calcolo con i quali è possibile eseguire "analisi fluidodinamiche" che permettono di progettare motori termici sempre più efficienti e con costi sempre minori, consentendo di delineare in fase di progetto delle scelte che in passato potevano essere fatte solamente

ricorrendo a prove al banco di lunga durata.

Per lo svolgimento di questa tesi è stato utilizzato il software di simulazione fluidodinamica monodimensionale GT-Power.

“GT-Power viene utilizzato per prevedere i parametri prestazionali del motore come potenza, coppia, flusso d'aria, efficienza volumetrica, consumo di carburante, prestazioni e abbinamento del turbocompressore e perdite di pompaggio, per citarne solo alcune. Oltre alle previsioni di prestazione di base, GT-Power include modelli fisici per estendere le previsioni per includere le emissioni inquinanti dal cilindro e dello scarico, le caratteristiche acustiche del sistema di aspirazione e scarico e le temperature delle pareti del cilindro e dei canali che compongono il motore, l'analisi della pressione misurata nel cilindro e la modellazione del sistema di controllo”¹.

Obiettivo principale della tesi è stato quello di sviluppare un modello predittivo della combustione e della fluidodinamica caratteristica del motore Diesel light-duty prototipale F1A di Fiat PowerTrain Industrial (FPT).

Il modello così implementato può essere usato come sala prova virtuale, in modo da poter prevedere il comportamento reale del motore al variare di uno o più parametri che ne caratterizzano il funzionamento (velocità, carico, anticipi di accensione...).

A valle di questo, il software GT-Power può interfacciarsi anche con altri come “*Simulink*”, che consente di modificare direttamente la mappatura di funzionamento di numerosi parametri del motore in tempo reale, verificando prima di qualsiasi prova sperimentale, che eventuali impostazioni scorrette possano apportare danni fisici allo stesso.

Nel seguito, si è deciso di simulare un modello fisico del motore in GT-Power per effettuare un'analisi fluidodinamica monodimensionale, che rinunciassero alla riproduzione dettagliata della camera di combustione e dei moti della carica di aria, perché ciò avrebbe comportato un notevole sforzo computazionale. La simulazione, quindi, ha previsto lo sviluppo di un modello semplificato che, proprio in virtù di ciò, ha richiesto una calibrazione ottenuta attraverso il confronto dei dati sperimentali con quelli progressivamente ricavati dalla simulazione. La calibrazione è avvenuta ricavando *quattro coefficienti correttivi* per ogni punto motore analizzato; questi ultimi modificano le equazioni numeriche allo scopo di

¹ <https://www.gtisoft.com/gt-suite-applications/propulsion-systems/GT-Power-engine-simulation-software/>

raggiungere la coincidenza tra la combustione simulata e quella reale.

Terminata la messa a punto del modello dettagliato, è stato successivamente costruito un modello fast-running il cui funzionamento è stato studiato rispetto a quello dettagliato, in condizioni transitorie.

Il modello dettagliato è stato calibrato sulla base di alcune prove al banco eseguite anteriormente al periodo di svolgimento di questa tesi nei laboratori FPT siti presso Arbon, Svizzera.

Capitolo 1. Motori a combustione interna

In questo capitolo sarà brevemente illustrato il funzionamento di un motore a combustione interna ad accensione per compressione, specificando i suoi principali parametri prestazionali e la fenomenologia della combustione.

Saranno, inoltre, prese in considerazione sia la tecnologia del ricircolo dei gas combusti HP ed LP EGR sia la metodologia di correzione degli errori di misura della pressione in camera di combustione.

1.1 Aspetti fondamentali

I motori a combustione interna sono delle macchine motrici che basano il loro funzionamento sul meccanismo biella-manovella illustrato in figura 1.

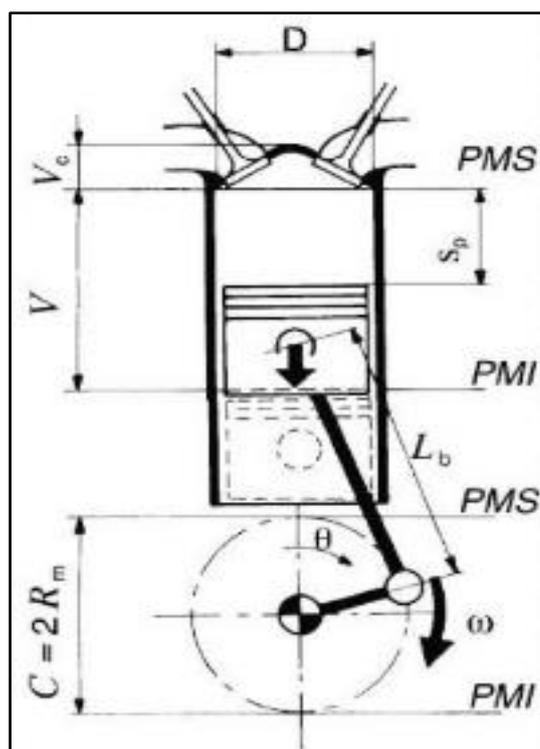


Figura 1: schema del meccanismo biella-manovella [2]

Come visibile in figura 1, il pistone muovendosi di moto alternato dal Punto Morto Superiore (PMS) al Punto Morto Inferiore (PMI), compie una corsa e copre un volume chiamato **cilindrata V** . Una biella collega il pistone alla manovella ricavata sull'albero

motore, convertendo il moto alternato del pistone in moto circolare dell'albero motore.

Quando il pistone si trova al punto morto superiore, si determina un volume compresso fra la testa del pistone e la testata chiamato **volume morto** V_C ; il rapporto fra il volume totale del cilindro ($V + V_C$) e il volume morto (V_C) è chiamato **rapporto volumetrico di compressione** ε .

Ad ogni corsa del pistone corrisponde una diversa trasformazione termodinamica della carica che insieme costituiscono un ciclo termodinamico che, se il motore è a quattro tempi, viene completato nell'arco di sei fasi: aspirazione, compressione, combustione, espansione, scarico spontaneo, scarico forzato.

Nel gergo motoristico, il **tempo** corrisponde ad una corsa del pistone, perciò un motore a 4 tempi completa un ciclo termodinamico nell'arco di 4 corse del pistone e in 6 fasi. Fra la fine della fase di compressione e l'inizio dell'espansione avviene la combustione del fluido formato da aria, combustibile e gas combusti che possono derivare dal ciclo precedente oppure da un'apposita operazione di ricircolo attuata attraverso un circuito EGR che, dunque, ha l'obiettivo di far ricircolare dei gas di scarico al condotto di aspirazione per diluizione dell'aria fresca aspirata dall'ambiente esterno.

In figura 2 è rappresentato un ciclo reale espresso sul diagramma pressione-volume: vi sono due aree, la prima corrisponde alla parte attiva del ciclo, cioè quella atta alla produzione di lavoro utile, mentre la seconda, corrispondente alla fase di scarico ed aspirazione, determina un ciclo inverso, con assorbimento di energia, chiamato **ciclo di ricambio fluido**. Il lavoro corrispondente al ciclo di ricambio fluido rappresenta l'energia che è necessario spendere per vincere le laminazioni del fluido attraverso le valvole di aspirazione e scarico.

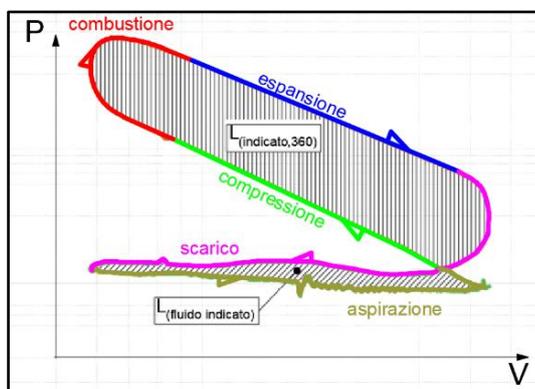


Figura 2: schema di un ciclo reale riportato sul piano P-V

L'analisi termodinamica del ciclo Diesel e del ciclo Otto chiarisce che il rapporto volumetrico di compressione ha una grossa importanza nella determinazione del rendimento complessivo del motore endotermico.

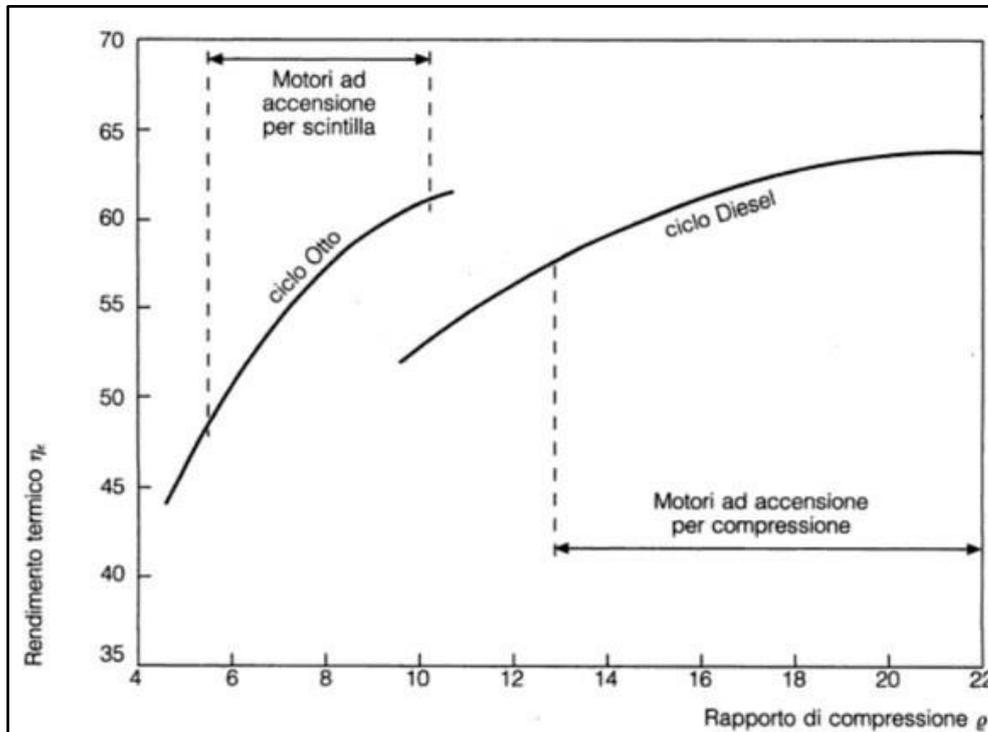


Figura 3: influenza del rapporto di compressione sui cicli Otto e Diesel. [1]

In figura 3 si può vedere che sia i motori ad accensione per compressione (Diesel) che quelli ad accensione comandata (benzina) presentano l'incremento del rendimento termico complessivo all'aumento del rapporto volumetrico di compressione. Tale valore varia fra 14 e 22 per motori ad accensione per compressione e fra 6 e 10 per motori ad accensione comandata. Tale differenza è dovuta essenzialmente al fatto che il rapporto di compressione dei motori ad accensione per scintilla è limitato superiormente dal fenomeno della detonazione. Il motore Diesel, infatti, non presenta problemi di detonazione grazie al fatto che la combustione avviene in modo totalmente differente rispetto ai motori ad accensione comandata. Per essi, tuttavia, il valore massimo del rapporto volumetrico di compressione è limitato dalla resistenza statica del pistone, poiché maggiore è la pressione raggiunta al momento dell'inizio della combustione, maggiore sarà anche la pressione massima nella camera di combustione.

Sintetizzando, quindi, maggiore è il rapporto di compressione, migliore sarà il rendimento termico del motore, qualunque sia il tipo di combustibile che utilizza.

1.2 Motori ad accensione per compressione

I motori ad accensione per compressione (*Diesel*) utilizzano un combustibile ad elevata reattività con ritardi di accensione estremamente brevi. Il processo di combustione si sviluppa secondo due fasi successive:

- la **fase (1)** è caratterizzata dall'evolversi di pre-reazioni chimiche il cui sviluppo avviene senza aumenti di temperatura ed energia, ma con formazione di composti chimici (*radicali*) che nel tempo accrescono le loro concentrazioni.
- la **fase (2)** (esotermica) si evolve a partire dal raggiungimento della *concentrazione critica dei radicali* che attiva reazioni chimiche di ossidazione fortemente esotermiche in tempi rapidissimi.

Visto che i combustibili ad alta reattività presentano dei ritardi di accensione estremamente brevi, essi esauriscono la fase (1) in tempi molto rapidi e per questo motivo il combustibile deve essere iniettato quando il pistone si trova in prossimità del punto morto superiore (PMS), quando, cioè, si vuole dare inizio alla combustione.

Si capisce, dunque, che le condizioni in camera di combustione allo Start of Injection (*SOI*) rivestono un ruolo importante nella riduzione dei ritardi di accensione.

Nei motori Diesel tali condizioni in camera sono rese particolarmente favorevoli dall'elevato rapporto di compressione ($16 < \varepsilon < 20$) che determina incrementi di temperatura dell'ordine dei $500 \div 600$ °C alla fine della fase di compressione e pressioni dell'ordine dei 40 bar. Per quanto suindicato, iniettando combustibile in corrispondenza del PMS sotto forma di fine spray in un ambiente ad elevata pressione e temperatura, si riduce il tempo di vaporizzazione e miscelazione con il comburente (aria e gas combusti) a valori dell'ordine di un millisecondo, velocizzando le pre-reazioni della parte di miscela aria-combustibile già formata, che si accende e brucia rapidamente portando la temperatura dei gas a valori superiori ai 2000 °C.

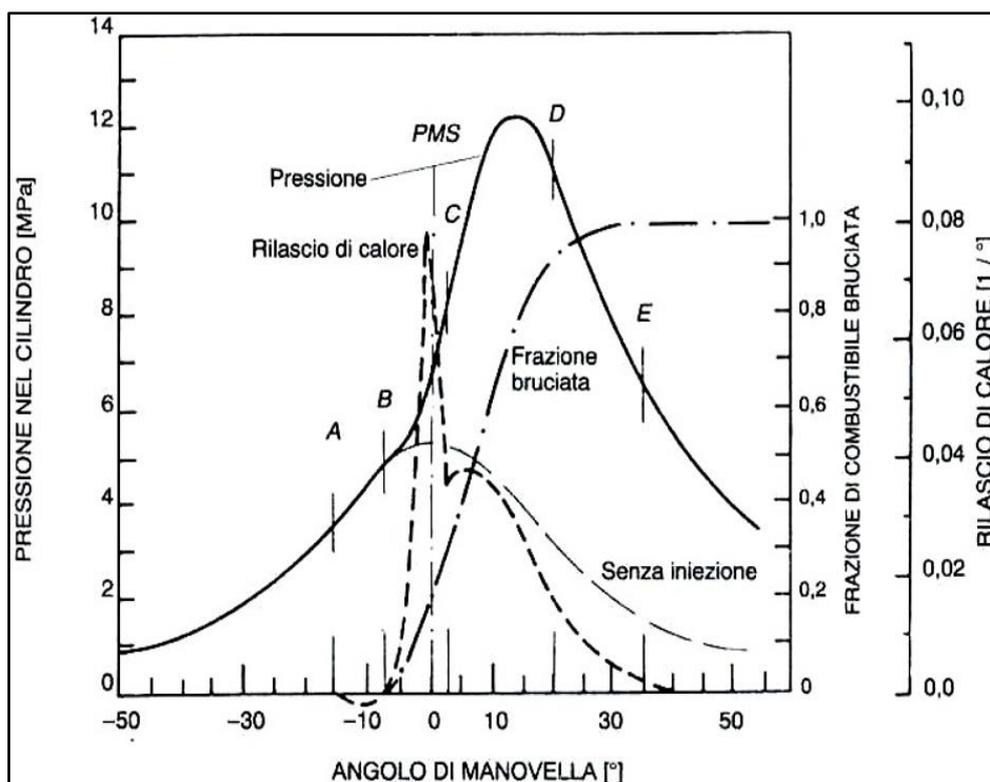


Figura 4: analisi fenomenologica della combustione per motori ad accensione per compressione [2]

Nel diagramma di fig. 4 si possono distinguere le seguenti quattro fasi della combustione, analizzando gli andamenti della pressione in camera, della frazione di massa bruciata e della curva rilascio calore rispetto all'angolo di manovella:

1. **Ignition delay: ritardo tra l'inizio dell'iniezione e l'inizio della combustione vera e propria (A-B);**

L'ignition delay è dato dalla somma di un delay fisico τ_{fisico} , che tiene conto dei processi di atomizzazione, vaporizzazione e miscelazione della carica, e di un delay chimico τ_{chimico} , che tiene conto dei processi di reazione con formazione di composti intermedi e fenomeni di cracking che precedono gli stadi finali, fortemente esotermici, della combustione.

2. **Premixed combustion phase: rapida propagazione della combustione a tutta la carica formatasi durante l'ignition delay, determinando un forte incremento del rilascio di energia e della pressione in camera.**

Una volta terminata la fase ignition delay, si ha un rapido incremento del rilascio

calore che accelera notevolmente la combustione della carica accumulata nel cilindro e ancora non bruciata, determinando così il brusco incremento della pressione. Il controllo della quantità di energia rilasciata in questa fase avviene dosando opportunamente la massa di combustibile accumulata in camera durante la fase di ignition delay.

3. ***Mixing controlled phase***: è la fase della combustione regolata dalla diffusione, cioè dalla velocità con cui il nuovo combustibile iniettato forma nuova miscela aria-combustibile.

Durante questa fase, tutta la nuova massa di combustibile iniettata brucia appena riesce a mescolarsi in quantità opportune con l'aria ancora presente nel cilindro, quindi la quantità di energia liberata può essere graduata attraverso il controllo dell'iniezione e attraverso una progettazione accurata dei moti della carica d'aria.

4. ***Late combustion phase***: durante questa fase termina l'iniezione e la combustione del gasolio iniettato in precedenza. È necessario che non si prolunghi in modo eccessivo perché in caso contrario si avrebbe il peggioramento del rendimento del motore (per migliorarlo bisogna concentrare la combustione intorno al PMS).

1.2.1 Motori ad accensione per compressione: camera di combustione

La camera di combustione di un motore ad accensione per compressione viene ricavata fra una cavità nel cielo del pistone, chiamata bowl, e la testata del motore. In figura 5 si riporta un esempio di un pistone con la bowl tipica di motori diesel ad iniezione diretta per applicazioni automotive.

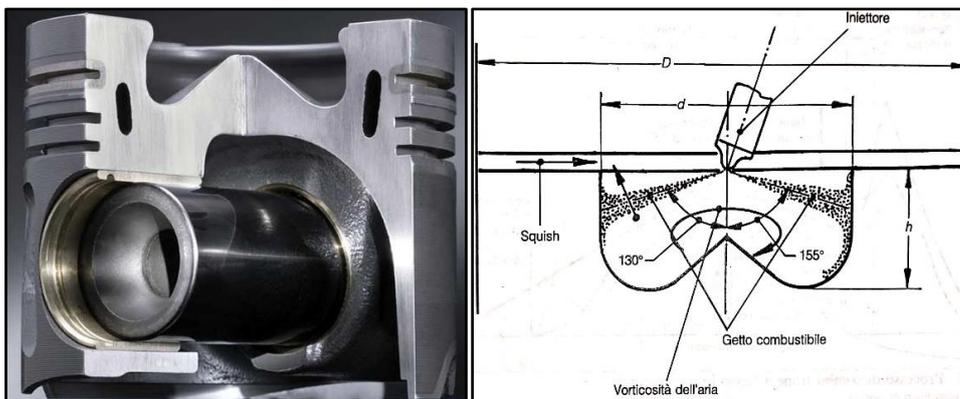


Figura 5: esempio di pistone per motore Diesel [1]

Il volume ricavato all'interno del cilindro prende il nome di bowl. L'obiettivo della progettazione della camera deve essere quello di evitare il più possibile che il combustibile iniettato arrivi alla parete, formando dei depositi liquidi, poiché questi non partecipano alla combustione principale e determinano l'incremento delle emissioni inquinanti di HC (idrocarburi incombusti) e la conseguente riduzione del rendimento del motore. Per questo motivo, se si vuole ottimizzare il funzionamento del motore agli alti carichi, quando sono massime le quantità di combustibile iniettate e la pressione nel rail e, quindi, la lunghezza del getto liquido, bisognerebbe incrementare il più possibile il diametro interno della bowl; se, invece, l'obiettivo è migliorare il funzionamento del motore ai carichi più bassi si ha convenienza nel ridurre tale diametro. Infatti, se si tiene presente che al ridursi del carico si riduce la pressione nel rail e, quindi, la lunghezza del getto liquido, la riduzione del diametro della bowl determina l'incremento della velocità dei vortici turbolenti migliorando la miscelazione del combustibile con l'aria comburente.

Quando si va ad incrementare il rapporto di compressione, a parità di cilindrata e di alesaggio, si determina la riduzione del volume morto e, quindi, della **bowl**. Risulta,

dunque, evidente che, per quanto resti valido che l'incremento del rapporto di compressione comporti evidenti vantaggi sui consumi, bisogna anche tener conto del fatto che la riduzione del volume della bowl causa problemi importanti dal punto di vista delle emissioni inquinanti. Per questi motivi, vista la sempre più stringente normativa sulle emissioni, la tendenza odierna è quella di utilizzare rapporti di compressione relativamente più bassi rispetto al passato, in modo da avere delle **bowl** di maggiori dimensioni e migliorare, di conseguenza, la combustione dal punto di vista delle emissioni.

1.3 Motori ad accensione per compressione: sistema di iniezione

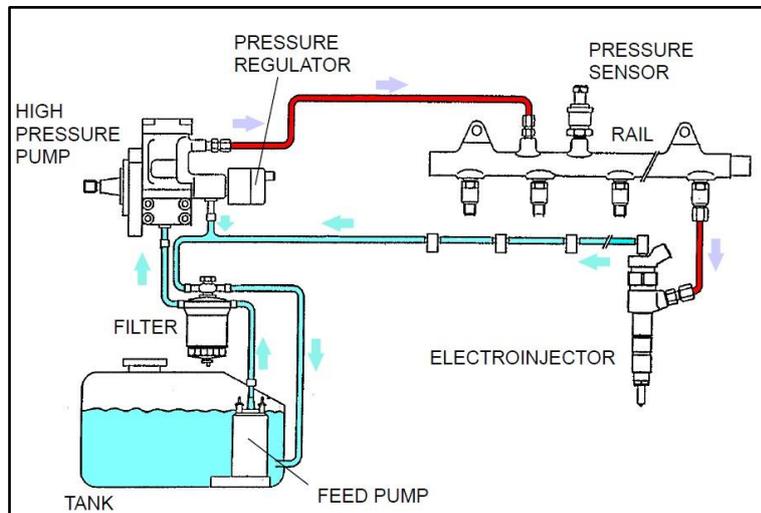


Figura 6: schema costitutivo del sistema di iniezione common-rail. {1}

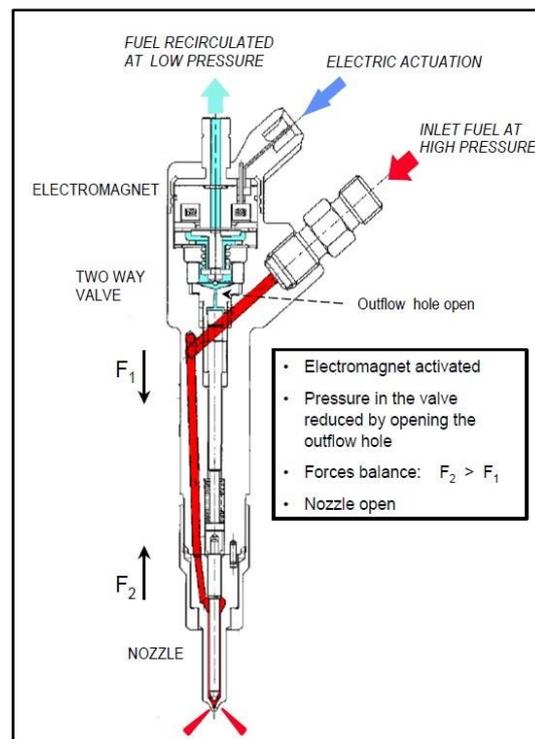


Figura 7: schema di un iniettore. {1}

Il sistema di alimentazione dei motori diesel è costituito da iniettori comandati elettricamente in apertura e collegati ad un condotto comune (in inglese **common rail**). Il

common rail è alimentato da una pompa di alta pressione; tale pompa, alimentata da un circuito a bassa pressione, è messa in funzione da una seconda posta nel serbatoio che serve tutto il circuito di bassa pressione. Quest'ultimo è composto dal filtro del combustibile, necessario all'eliminazione delle impurità che potrebbero danneggiare i delicati iniettori, dai condotti di ritorno del flusso dalla pompa di alta pressione e dagli iniettori.

Secondo la tecnologia più ampiamente utilizzata, gli iniettori sono costituiti da un ago su cui agiscono le forze F_1 ed F_2 generate dalla pressione dello stesso combustibile ad alta pressione (in rosso nella figura 7). Quando l'iniettore è chiuso si ha che la forza $F_1 > F_2$, quindi l'iniettore è comandato in chiusura; viceversa, quando si attua elettricamente lo stadio pilota presente sulla sommità dell'iniettore, la camera in alta pressione viene messa in comunicazione con il circuito di bassa pressione determinando la brusca riduzione del modulo di F_1 e causando, quindi, lo spostamento dell'ago verso l'alto.

Gli iniettori possono eseguire più eventi di iniezione nello stesso ciclo e ciò per diversi motivi legati sostanzialmente al controllo del rumore della combustione ed alle emissioni inquinanti.

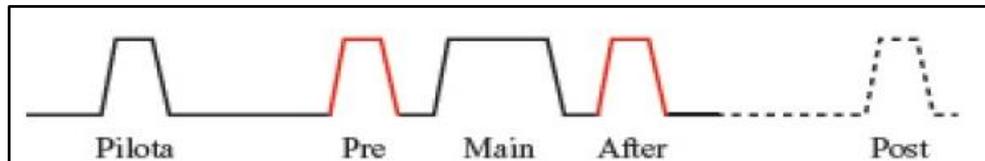


Figura 8: schema dei segnali di corrente - dettaglio delle iniezioni possibili. {1}

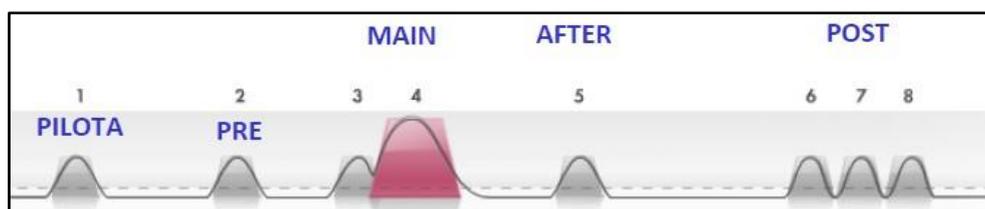


Figura 9: schema Injection Rate - dettaglio delle iniezioni possibili. {1}

In figura 8 è presente il dettaglio dei segnali di corrente e degli injection rate delle iniezioni possibili. Le iniezioni si distinguono in pilota, pre, main, after e post.

La pilota e la pre comportano l'iniezione di una quantità minima di combustibile (pochi percentuali del totale da iniettare) e riducono il rumore e il ritardo di accensione delle iniezioni successive.

La main è l'iniezione principale, utile alla produzione di coppia.

La after avviene per favorire il processo di ossidazione del soot formatosi nelle fasi precedenti ripristinando la temperatura in camera.

Le iniezioni post avvengono per esigenze di controllo del sistema di aftertreatment.

1.4 La combustione nei diesel odierni: modello di J. Dec

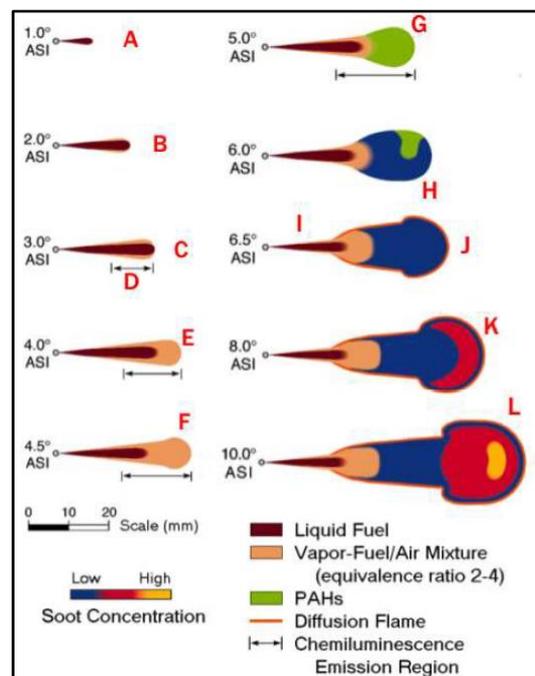


Figura 10: modello di J. Dec {4}

In questo paragrafo sono mostrate le trasformazioni subite dal getto di combustibile dall'inizio dell'iniezione fino al completamento della sua combustione al variare dell'angolo di manovella (ASI = After Start Of Injection).

Dalla figura n. 9, si possono analizzare tutte le trasformazioni subite dal getto di combustibile dall'inizio dell'iniezione (SOI) fino al completamento della combustione:

- in (A) - 1° ASI (inizio iniezione, SOI): sono presenti solo goccioline di combustibile che cominciano a miscelarsi con il comburente (aria e gas combustibili) presente in camera;
- in (B) - 2° ASI: la fase liquida incrementa la sua penetrazione all'interno del cilindro

mentre comincia a formarsi la fase di vapore di combustibile (alone di colore marroncino) intorno alla superficie più esterna del getto di combustibile liquido;

- in **(C)** - 3° ASI: il getto di combustibile liquido raggiunge la massima lunghezza e l'aria calda, nel frattempo incorporata dal getto, dà inizio alla vaporizzazione; in questa fase si manifesta il fenomeno della chemiluminescenza (debole luminosità corrispondente alla formazione dei primi composti intermedi, utili al successivo sviluppo della combustione);
- in **(F)** - 4.5° ASI: la regione gassosa continua a penetrare la fase liquida raggiungendo una dosatura $0.25 < \lambda < 0.5$;
- in **(G)** - 5° ASI: tutto il vapore di combustibile formatosi con dosatura $0.25 < \lambda < 0.5$ brucia istantaneamente dando luogo alla regione di colore verde. Quest'ultima è formata da residui di combustibile e da PAH (idrocarburi policiclici aromatici). La formazione di essi è dovuta al fatto che la combustione premiscelata avviene con dosature molto ricche ($0.25 < \lambda < 0.5$), per cui la maggior parte del combustibile iniettato non completa l'ossidazione per mancanza di ossigeno, ma subisce delle trasformazioni chimiche che lo rendono differente da quello iniettato;
- in **(H)** - 6° ASI: si formano piccole particelle di "soot" (zona di colore blu) che vanno a concentrarsi, via via che si formano, nella parte finale del getto;
- in **(I)** - 6.5° ASI: sulla periferia del getto appare la fiamma diffusiva in cui i prodotti della combustione premiscelata bruciano con l'aria esterna al getto mescolandosi in condizioni stechiometriche ($\lambda = 1$);
- in **(K)** - 8° ASI: la fiamma diffusiva incrementa le sue dimensioni in seguito all'inglobamento progressivo dei gas combusti all'interno del getto;
- in **(L)** - 10° ASI: il processo si completa con la massima superficie della fiamma diffusiva e con la massima temperatura raggiungibile.

Si evidenzia che, a parità di quantità di combustibile iniettato, quanto maggiore è la quantità di calore rilasciata durante la fase della combustione premiscelata, tanto maggiore sarà il rendimento del motore e la produzione di ossidi di azoto; viceversa, quanto minore è la quantità di calore rilasciata durante la fase della combustione premiscelata, tanto minore sarà il rendimento del motore e minore sarà anche la produzione di ossidi di azoto.

1.5 La ricircolazione dei gas di scarico

La circolazione dei gas di scarico è regolata mediante la **valvola EGR** (*Exhaust Gas Recirculation*).

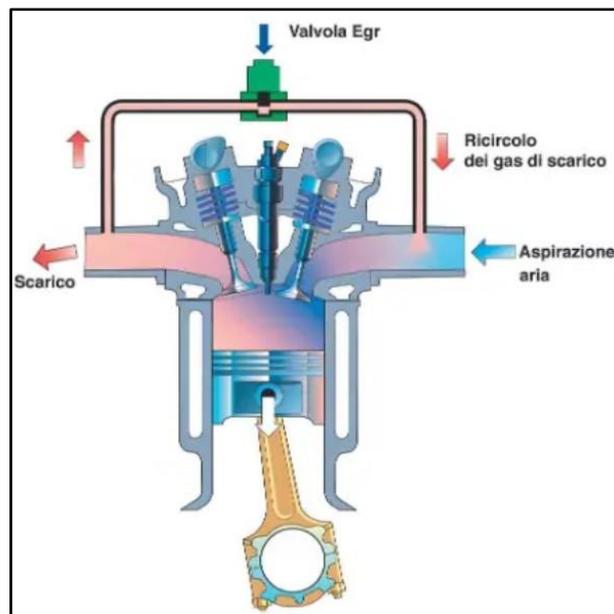


Figura 11: schema di un circuito EGR esterno.²

$$EGR \% = x_{EGR} = \frac{\dot{m}_{EGR}}{\dot{m}_{EGR} + \dot{m}_{air}} \quad (1)$$

Essa è utilizzata per il controllo delle emissioni e consente significative riduzioni della produzione degli NO_x , sia nei motori ad accensione per compressione (Diesel) sia per quelli ad accensione comandata (benzina). La valvola EGR permette di far ricircolare una portata di gas di scarico all'aspirazione ed è regolata da un attuatore pneumatico o elettrico controllato dalla centralina di gestione del motore (ECU). I gas combusti ricircolati tramite la valvola determinano un abbassamento della temperatura di combustione nei cilindri con conseguente riduzione della produzione di NO_x .

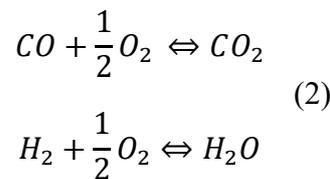
L'effetto di riduzione degli NO_x è dovuto a tre fattori fondamentali:

² <https://www.quattroruote.it/guide/componenti-auto/valvola-egr.html>

- **Riduzione della concentrazione di ossigeno (O_2):** dovuta al fatto che una parte dell'ossigeno viene sostituito dai gas di scarico riciccolati.

La riduzione del rapporto fra la quantità di ossigeno e di combustibile in camera determina il rallentamento della cinetica delle reazioni di formazione degli ossidi di azoto.

- Riduzione della temperatura massima in camera per effetti chimici:



Normalmente, alle basse temperature, l'equilibrio delle reazioni sopra riportate è spostato verso i prodotti; tuttavia, al di sopra dei 1850 K, si verifica il fenomeno della dissociazione, per cui l'equilibrio delle stesse reazioni si sposta verso i reagenti, causando un assorbimento di calore e, quindi, un abbassamento delle temperature di picco della combustione. L'incremento della quantità di CO_2 e H_2O in camera per ricircolo dei combustibili favorisce questo fenomeno.

- **Incremento della capacità termica della carica:** l'anidride carbonica, presente naturalmente nei gas combusti, ha un calore specifico più elevato di quello dell'aria, perciò, almeno in teoria, la sua immissione in camera di combustione dovrebbe consentire un incremento sostanziale della capacità termica della carica. Analisi quantitative confermano, però, che tale effetto, per quanto presente, è trascurabile poiché la massa di CO_2 che viene fatta ricircolare si mantiene comunque molto bassa. Ammettendo, infatti, di avere una combustione stechiometrica e una ricircolazione del 50% di EGR, si ha una percentuale $\%CO_2$ nei gas aspirati pari a circa il 7% che comporta un incremento del calore specifico inferiore allo 0.5%.

Alcune analisi svolte in laboratorio hanno messo in evidenza l'effetto di ciascuno dei

precedenti fattori presi singolarmente.

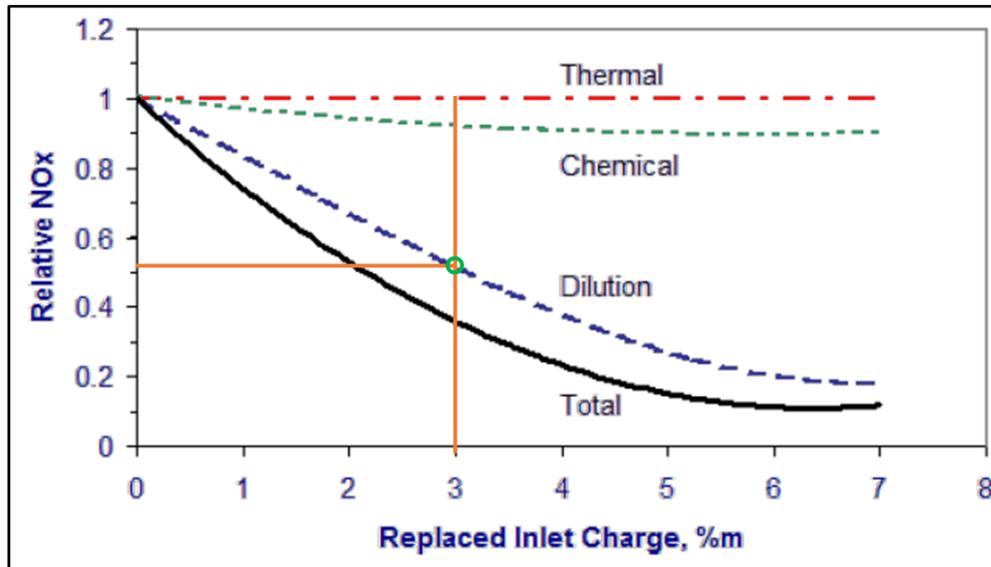


Figura 12: effetti dell'EGR sulla produzione degli NO_x . {2}

La figura n. 12 evidenzia che, a parità di carico, velocità motore e % EGR, l'effetto di diluizione comporta la maggiore riduzione percentuale della concentrazione degli NO_x allo scarico [6].

1.5.1 Confronto circuito EGR HP e EGR LP

La gestione dei flussi di gas combusti tramite la valvola EGR può attuarsi secondo due modalità:

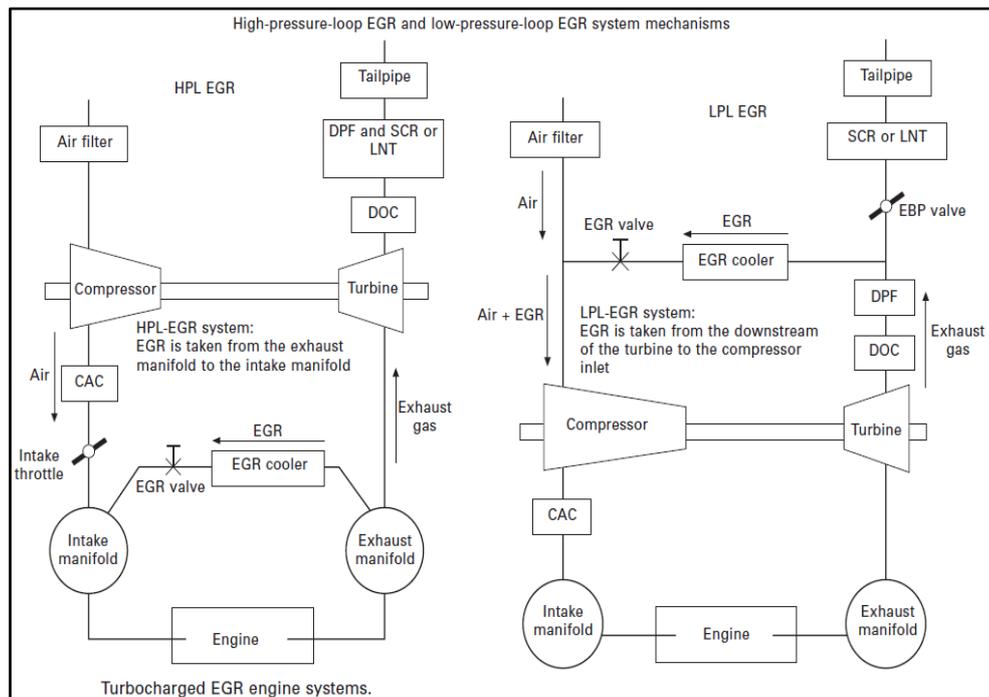


Figura 13: schema EGR HP e LP. [3]

- ricircolazione tramite circuito HP EGR (high pressure - short route):
la portata di gas combusti viene estratta dal collettore di scarico *a monte della turbina* e viene fatta ricircolare direttamente nel collettore di aspirazione (cfr. figura 13);
- ricircolazione tramite circuito LP EHR (low pressure - long route):
la portata dei gas combusti viene estratta a valle del filtro antiparticolato DPF e viene reimpressa all'aspirazione a monte del compressore. Tale soluzione comporta i seguenti vantaggi:
 - la riduzione del rischio di incrostazioni nel condotto di aspirazione e di depositi carboniosi sulla valvola EGR (cfr. schema a destra in figura n. 13);
 - la riduzione delle temperature dei gas riciclati grazie all'elevata efficienza

dell'intercooler;

- la migliore efficienza del turbocompressore anche ad elevati tassi di EGR.

Al contempo questo tipo di ricircolazione non è esente da problematiche di funzionamento dovute a due fattori fondamentali: difficile gestione dell'avviamento a freddo del motore, per cui potrebbe essere richiesto l'uso contemporaneo del LP EGR con il circuito HP EGR, e la necessità di predisporre un compressore con una struttura di maggiore robustezza al fine di proteggerlo dagli agenti corrosivi e dalle particelle solide che si staccano dal sistema di scarico.

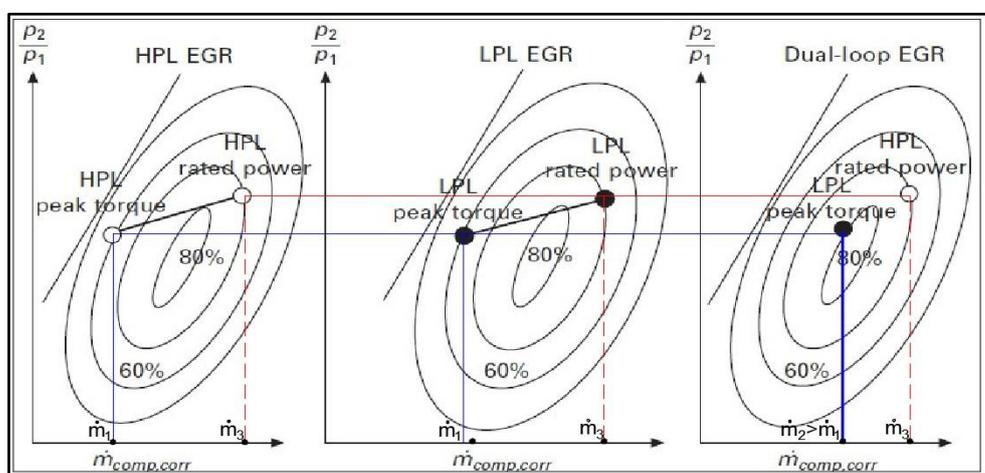


Figura 14: influenza del LP EGR sul funzionamento del compressore. [3]

Dall'analisi della figura 14 si nota che, grazie alla maggiore portata con cui lavora il compressore, il punto denominato come “peak torque” viene spostato ad un livello della mappa a maggiore efficienza. Tendenzialmente tale vantaggio è tanto maggiore quanto minori sono il carico motore e il numero di giri in cui lavora il motore.

Ad alti regimi motore, ad alti carichi (coppia elevata), invece, l'uso del circuito HP EGR è più indicato poiché determina minori perdite di pompaggio rispetto al sistema LP EGR.

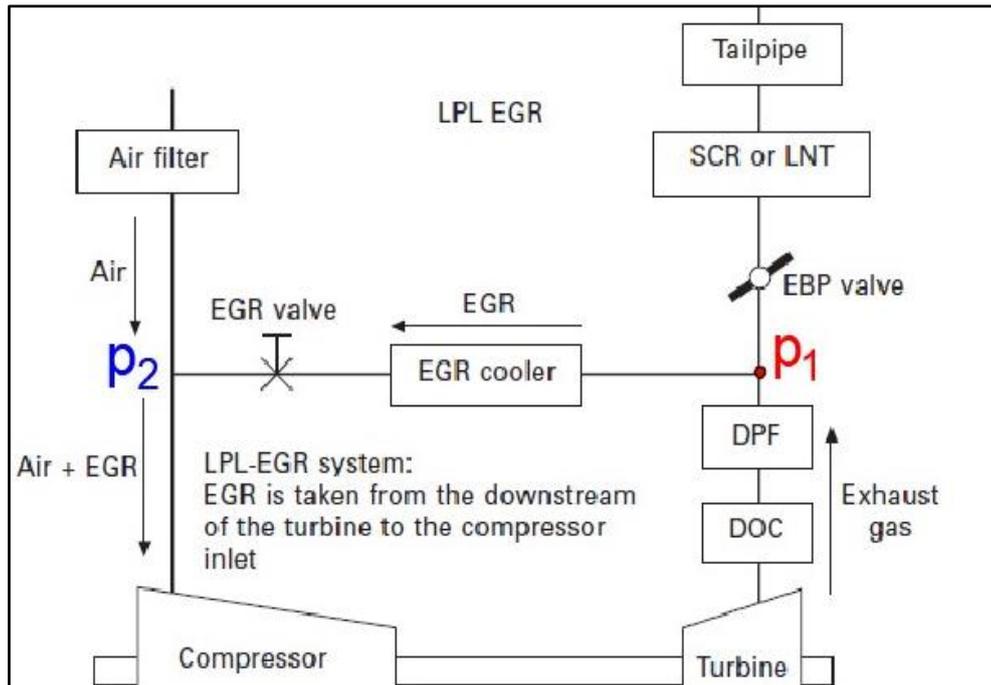


Figura 15: LP EGR cooler - si individuano le pressioni p_1 e p_2 . [3]

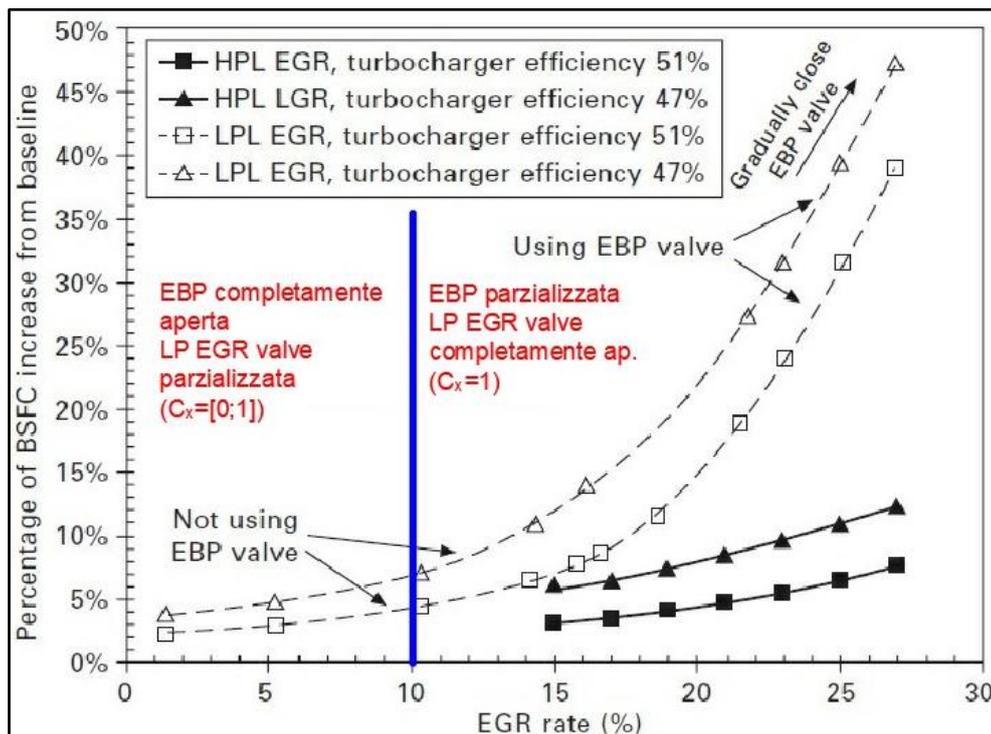


Figura 16: effetti utilizzo del LP EGR sui consumi. [3]

In figura 16 sono riportati quantitativamente gli effetti determinati dall'attuazione del circuito LP EGR ed HP EGR in condizioni di potenza massima. Si nota che, in queste condizioni, è conveniente usare il circuito LP EGR quando sono richieste basse portate di

EGR, fino a che , per incrementare la portata dei gas combusti, non è necessario attivare la valvola EBP. Tale condizione, rappresentata in blu nella figura 16, determina il peggioramento esponenziale dei consumi e, quindi, del rendimento utile del motore stesso. Si nota, inoltre, che se viene incrementato il grado di EGR richiesto, è più conveniente utilizzare il circuito HP EGR poiché ad esso corrisponde la curva lineare in grassetto, contrapposta a quella esponenziale corrispondente al circuito LP EGR.

Un'ultima considerazione, infine, va fatta riguardo agli effetti del rendimento del turbocompressore sui consumi. Ragionando a parità di EGR, considerando per esempio la linea blu tracciata per un grado di EGR pari al 10%, l'incremento del rendimento del turbocompressore dell'8%, determina il risparmio del 2.5% sui consumi, attenuando l'effetto negativo dell'EGR sui consumi.

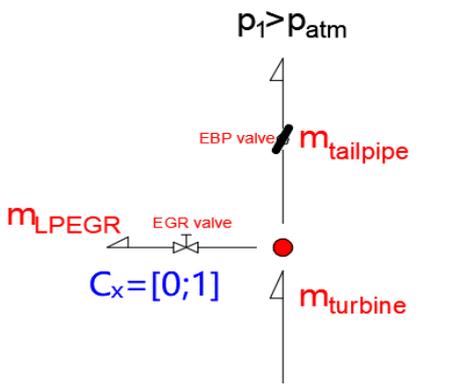
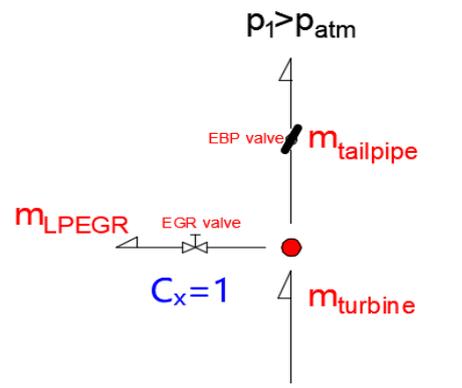
EBP completamente aperta LP EGR parzializzata	EBP parzializzata LP EGR completamente aperta
	
$\Delta P = p_1 - p_2 \quad \dot{m}_{LPEGR} = C_x \cdot A_f \cdot (2 \cdot \rho \cdot \Delta P)^{1/2}$	$\Delta P = p_1 - p_2 \quad \dot{m}_{LPEGR} = C_x \cdot A_f \cdot (2 \cdot \rho \cdot \Delta P)^{1/2}$
Incremento lineare del consumo di combustibile con % EGR	Incremento esponenziale del consumo di combustibile con % EGR

Figura 17: schema LP EGR - formule della portata ed influenza sui consumi

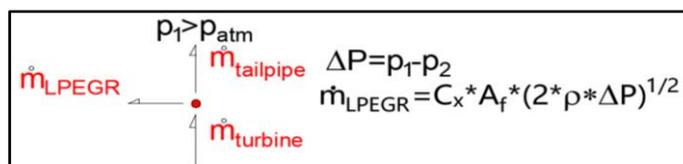


Figura 18: particolare delle formule della figura precedente

L'impiego del Dual-loop EGR è molto utile anche rispetto al consumo di combustibile. Infatti, ai bassi regimi ed ai bassi carichi, per effetto della migliorata efficienza del

turbocompressore, si hanno ridotti consumi di combustibile rispetto all'impiego del solo circuito HP EGR (cfr. figura 17).

Il circuito EGR LP, infine, si mostra particolarmente inefficiente qualora debba essere attivata la valvola EBP per far ricircolare una determinata portata, a causa della perdita di carico che l'utilizzo di essa comporta. In un determinato punto motore, infatti, la richiesta di aumento della portata di gas combusti viene regolata inizialmente con l'apertura della valvola EGR LP a monte "EGR cooler", fino a che questa non raggiunga la sua massima apertura ($C_x = 1$). Per incrementare ulteriormente la portata dei gas combusti \dot{m}_{LPEGR} , si potrà solo far variare la pressione a valle del DPF, attivando la valvola EBP.

1.6 Correzione del segnale di pressione in camera

Il segnale di pressione in camera viene di solito misurato attraverso sensori di pressione piezoresistivi, uno per ogni cilindro, che vengono integrati nella geometria della candele di preriscaldamento.

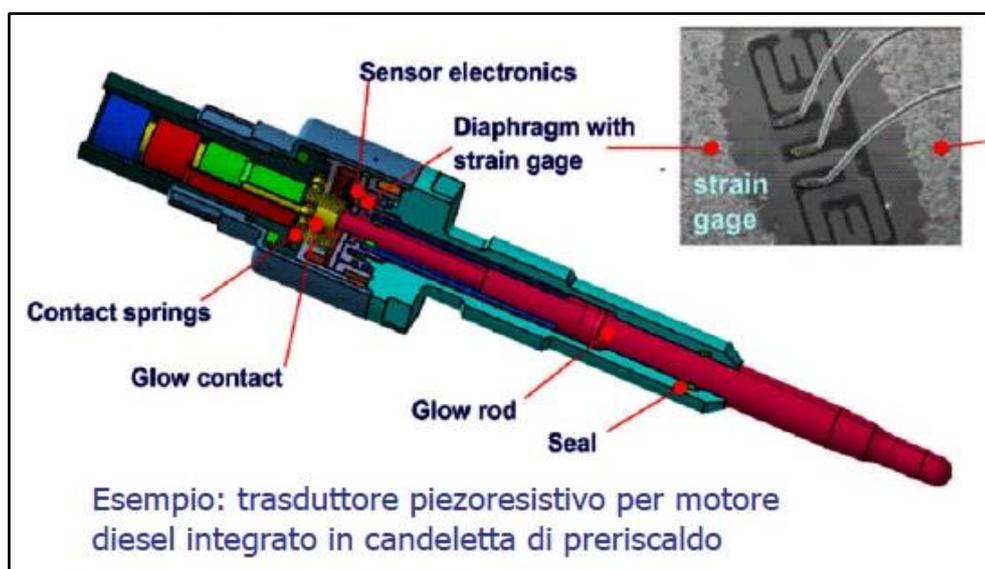


Figura 19: esempio di iniettore piezoresistivo. {2}

Questi sensori possono misurare solamente rapide variazioni di pressione, a causa delle specificità del loro circuito elettrico. Essi, quindi, non sono in grado di misurare la pressione in termini assoluti.

La conseguenza di ciò è che il segnale di pressione così ottenuto dovrà essere soggetto ad un'opportuna traslazione verticale per calcolare la pressione assoluta effettivamente stabilitasi in camera di combustione.

Il segnale di pressione in camera può essere, dunque, soggetto ai seguenti due errori di misurazione:

- 1) Encoder Error Phasing;
- 2) Pegging Error Phasing.

1.6.1 Encoder Error Phasing

L'Encoder Error Phasing (*errore di fasatura*) è definito come l'errore che si commette nell'associare una specifica pressione in camera ad un determinato angolo di manovella. Si presenta normalmente come uno shift angolare (offset) nel segnale di pressione che, dunque, deve essere traslato. La determinazione di questo offset è importante perché la sua mancata rilevazione porta a commettere errori nel calcolo dell'andamento della velocità della combustione.

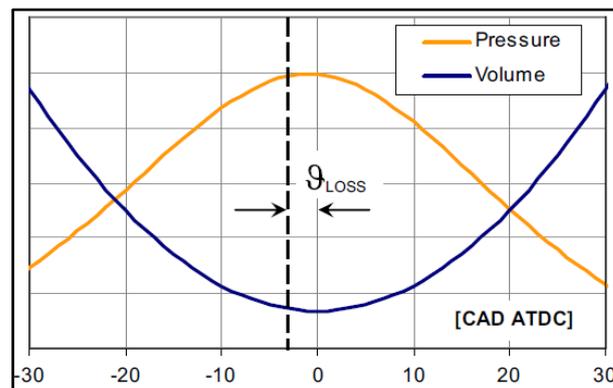


Figura 20: effetto dell'Encoder Error sul segnale di pressione del ciclo trascinato. {3}

La determinazione dell'errore di fasatura viene eseguita attraverso due possibili approcci:

- **TDC sensor:** consiste nell'inserire nella camera di combustione un sensore capace di segnalare (con un segnale di tensione) la posizione del pistone quando si trova al PMS e l'angolo di manovella ad esso associato. Sapendo a priori quando il pistone

deve trovarsi al PMS ed il relativo angolo di manovella, è possibile determinare l'eventuale angolo di sfasatura e con esso l'offset angolare;

- **ciclo trascinato:** consiste nel far eseguire al pistone un ciclo completo senza combustione trascinato da un motore elettrico che viene collegato all'albero motore esternamente. L'analisi della pressione in camera consente di determinare con esattezza l'istante in cui il pistone si trova al PMS e di determinare l'offset come l'angolo corrispondente al picco di pressione misurato sull'encoder.

Nella pratica ingegneristica, l'encoder error shift è considerato assente se al picco di pressione corrisponde un angolo di manovella compreso fra 0.5-1 gradi PPMS³.

FPT Industrial ha fornito valori dell'**Encoder Error Phasing** variabili su tutta la mappa di funzionamento del motore, senza peraltro specificare in modo preciso come questo valore sia stato determinato caso per caso (per ciascun punto di funzionamento motore). Si è deciso, quindi, di determinare questo errore con un ragionamento di tipo iterativo che sarà illustrato nel seguito.

³ PPMS: Prima del Punto Morto Superiore

1.6.2 Pegging Error Phasing

L'errore di Pegging è quello che si commette nella determinazione del valore assoluto della pressione in camera, una volta fissato l'angolo di manovella.

Tale errore si presenta come una p_{shift} che, sommata al segnale di pressione ΔP misurato dal trasduttore, permette di risalire al valore corretto della pressione assoluta in camera

$$p_{assoluta,corretta} = \Delta P + p_{shift} \quad (3)$$

p_{shift} può essere determinato attraverso i seguenti due metodi:

- metodo dell'esponente della politropica;
- metodo dell'offset rispetto alla pressione dell'ambiente di aspirazione.

Quest'ultimo è stato utilizzato per elaborare i segnali di pressione in camera.

L'algoritmo di calcolo è il seguente:

- si calcola una $p_{riferimento} = 0.95 * p_{media\ nel\ collettore\ di\ aspirazione}$;
- si calcola $p_{shift} = p_{riferimento} - p_{raw}(-190^\circ)$, dove $p_{raw}(-190^\circ)$ è la pressione misurata dal trasduttore quando l'angolo di manovella è -190° .

1.6.3 Il Pegging Error in GT-Power

Durante l'analisi TPA, che sarà successivamente discussa, il segnale di pressione misurato viene automaticamente sottoposto ad un'ulteriore traslazione da GT-Power che viene determinata in base ai dati in input all'analisi stessa:

1. se l'analisi viene effettuata imponendo le portate di fluido aspirato in ciascun punto motore, la pressione viene traslata in modo che alla simulazione risulti la stessa portata sperimentale. Lo shift di pressione, in questo caso, viene valutato rispetto al SOI (Start Of Injection);
2. se non è esplicitamente inserita la portata di aria aspirata, lo shift di pressione viene

deciso in modo che coincidano i primi dieci gradi del segnale della pressione misurata con quella simulata;

3. la pressione misurata viene imposta uguale a quella simulata all'IVC (intake valve closure) e, quindi, lo shift è uguale all'offset necessario a far coincidere la pressione simulata e la pressione sperimentale valutate all'IVC.

Si evidenzia che le simulazioni in GT POWER sono state eseguite utilizzando il secondo approccio.

Capitolo 2. Software di simulazione GT-Power

In questo capitolo viene introdotto il software di simulazione CFD monodimensionale GT-Power utilizzato durante l'intero lavoro di tesi con l'obiettivo di evidenziarne i principali aspetti funzionali.

2.1 La simulazione fluidodinamica monodimensionale

GT-Power è uno dei software più utilizzati nel settore automobilistico, poiché, studiando il funzionamento del motore a livello di sistema, permette di predire i suoi principali parametri funzionali entro ragionevoli limiti d'errore. L'utilizzo di questo programma, quindi, consente di velocizzare i tempi di messa a punto del motore riducendo il tempo totale delle prove al banco e i costi di sviluppo conseguenti.

La maggior parte dei fenomeni fluidodinamici che avvengono all'interno di un motore possono essere descritti con grande accuratezza attraverso una simulazione monodimensionale. Ad esempio, è possibile studiare il moto di un gas in un canale considerando costanti le variabili fluidodinamiche sulla sezione dello stesso e studiando l'evoluzione del fluido lungo la generatrice di esso. Tale tipo di simulazione, ad esempio, si presta male allo studio dell'evoluzione fluidodinamica della carica nella camera di combustione; il deflusso in camera, infatti, è fortemente irregolare e, dal momento che presenta forti variabilità da punto a punto, esso può essere calcolato in modo accurato solo considerando la tridimensionalità del fenomeno.

Tale approccio, per quanto sia il più accurato possibile, è tuttavia molto oneroso sia per i tempi di calcolo che per le risorse computazionali; quindi si è scelto di seguire un diverso approccio basato sulla divisione della camera di combustione in zone omogenee di temperatura e composizione.

2.2 Le equazioni utilizzate e la discretizzazione della realtà

La risoluzione del modello fluidodinamico consiste nell'implementazione delle equazioni di Navier-Stokes, composte da: equazione di conservazione della massa, equazione di

conservazione della quantità di moto ed equazione di conservazione dell'energia. L'intero modello viene discretizzato in tanti sub-volumi di lunghezza pari alla lunghezza di discretizzazione, definibile come opzione di simulazione, e ciascun sub-volume è interfacciato ai due adiacenti tramite delle superfici fittizie chiamate **boundaries**. Le grandezze scalari, fra le quali a titolo di esempio si citano pressioni, temperature e densità, sono calcolate in corrispondenza del **centroide** di ciascun subvolume e sono considerate omogenee al loro interno. Le grandezze vettoriali, fra le quali annoveriamo portate e velocità dei flussi, sono calcolate e definite in corrispondenza dei **boundaries**. Il sistema di discretizzazione appena esposto è riportato in figura 21.

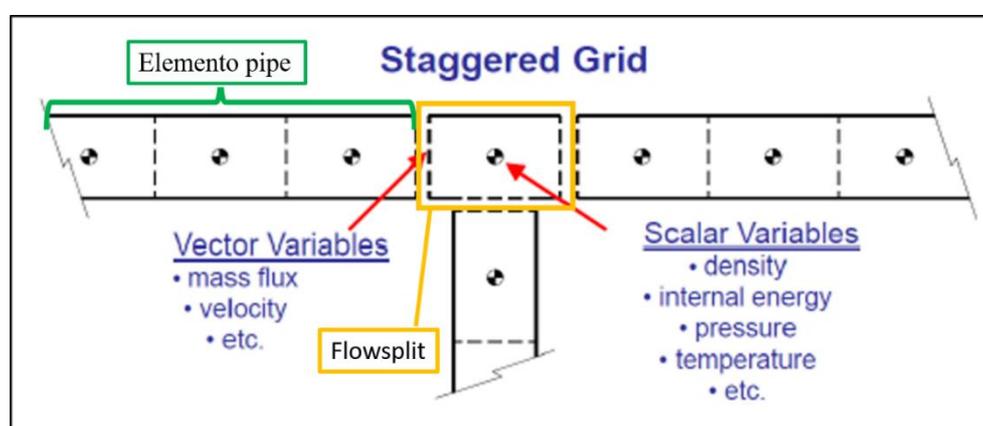


Figura 21: discretizzazione di un flowsplit in GT-Power. {5}

La procedura di calcolo della soluzione viene implementata con metodo esplicito, basato sul concetto che la soluzione in un determinato istante viene calcolata sulla base del valore della soluzione nello stesso **centroide**, quantificata nell'istante precedente. La differenza fra due istanti di tempo costituisce un intervallo denominato **timestep**.

Tutti i metodi numerici per le simulazioni fluidodinamiche devono tuttavia sottostare alla condizione di Courant che, con particolare riferimento alla simulazione in GT-Power, impone una stretta relazione fra la lunghezza di discretizzazione e la massima grandezza del **timestep**. La condizione di Courant-Friedrichs-Lewy (**condizione CFL**) stabilisce che, affinché la soluzione di un problema numerico esplicito converga, in ciascun punto il numero di Courant C deve essere inferiore ad un valore massimo C_{max} . Se lo schema numerico è esplicito, tale valore massimo è al più unitario; in formula vale che:

$$C = \frac{u * \Delta t}{\Delta x} < C_{max} \quad (4)$$

Dove:

- C : numero di Courant
- u : velocità locale della particella fluida
- Δt : timestep

Dal punto di vista operativo, questa condizione influenza la scelta della lunghezza di discretizzazione e del timestep nel seguente modo: in fase di definizione del modello si sceglie la lunghezza di discretizzazione di ciascun canale; si esegue la simulazione e GT-Power stabilisce il **timestep** di essa. I canali che hanno la lunghezza di discretizzazione inferiore, infatti, sono quelli che determinano il timestep da utilizzare per soddisfare la condizione CFL, perciò è fondamentale che il modello sia ben studiato in modo da evitare dei colli di bottiglia che potrebbero limitare fortemente la rapidità del calcolo.

Per avere un'idea dell'effetto che la scelta della lunghezza di discretizzazione ha sui tempi di calcolo si consideri che, utilizzando un metodo esplicito, se essa si dimezza si ottengono dei tempi di calcolo più lunghi di quattro volte; infatti il timestep si dimezza per garantire il soddisfacimento della condizione di Courant e il numero di subvolumi raddoppia.

2.3 Modelli di combustione

In questo paragrafo saranno delineati i principali modelli di combustione implementabili in GT-Power. Si cercherà di rappresentarne gli aspetti principali, focalizzando l'attenzione su quelli necessari alla comprensione del resto della tesi.

A tal fine si ritiene necessario definire alcune grandezze che si trovano in maniera ricorrente. Si definisce:

- **Burn Rate:** è la velocità istantanea, espressa in mg/s o mg/deg, con cui le molecole di aria e combustibile vengono trasferite dalla zona dei gas combusti. La figura 22 raffigura un getto di combustibile in camera di combustione nel momento in cui si stabilisce una fiamma diffusiva sul contorno del getto. In questo preciso istante, il burn rate è la rapidità con cui un volume infinitesimo dV , isolato all'interno della zona blu del getto (unburned zone), passa a valle della fiamma diffusiva nella zona

definita come burned zone. In tale passaggio la composizione del volumetto cambia; infatti si passa da una miscela molto ricca di combustibile ed aria (zona blu) ad una miscela di prodotti della combustione e aria nella unburned zone. Dato che la combustione richiede un certo tempo per completarsi, il burn rate non coincide mai con la curva di rilascio termico. Il rilascio di calore, infatti, si sviluppa solo quando viene effettivamente esaurito il tempo di completamento delle pre-reazioni;

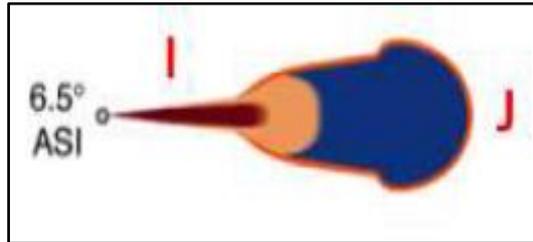


Figura 22: dettaglio del getto di combustibile con fiamma diffusiva. {4}

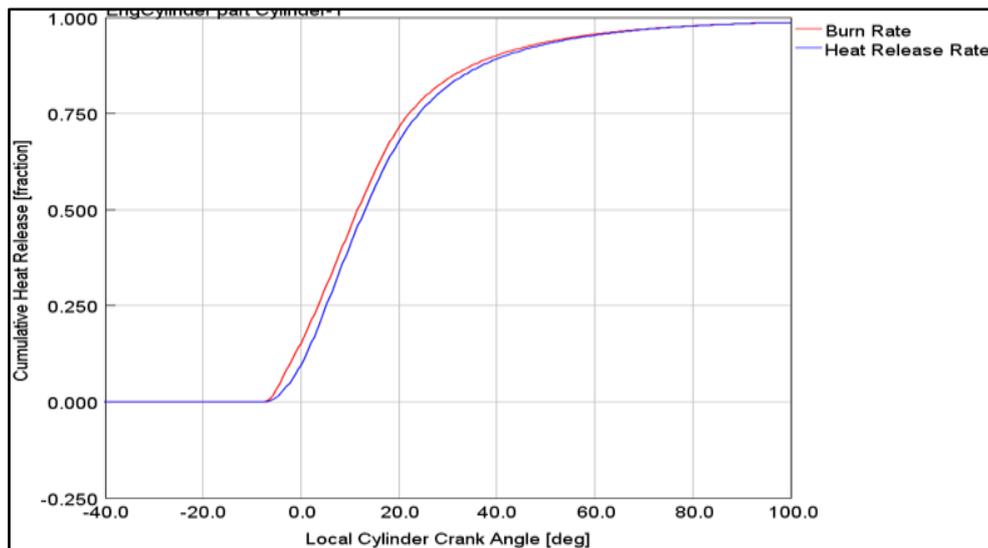


Figura 23: differenze fra burn rate ed heat release rate

- Heat Release Rate (rilascio termico):** è l'energia che viene rilasciata dalla combustione. Come detto al punto precedente, non coincide esattamente con il burn rate ,poiché le reazioni richiedono sempre un certo tempo per completarsi e per questo il burn rate è sempre superiore al rilascio termico calcolato in un preciso istante. È la somma dell'energia resa disponibile per la conversione in lavoro meccanico (cui corrisponde il Net Heat Release Rate) e dell'energia che viene dispersa attraverso le pareti del cilindro. Il reale Heat Release Rate è molto difficile da misurare perché le istantanee composizioni chimiche nel cilindro sono difficili

da determinare. Si procede dunque ad una sua stima attraverso l'analisi del segnale di pressione, da cui si ottiene quello che viene chiamato Apparent Heat Release Rate;

- **Forward Run Combustion Calculation:** la simulazione della combustione per cui il burn-rate è un input ed il risultato della simulazione è la pressione in camera di combustione (output). Questo è il modo in cui vengono tipicamente svolte le simulazioni in GT-Power;
- **Reverse Run Combustion Calculation:** è la simulazione “inversa” in cui la pressione nel cilindro viene imposta come input ed il risultato della simulazione è l'Apparent Burn Rate che dovrebbe essere necessario per riprodurre lo stesso ciclo di pressione inserito come input nel calcolo;
- **MFB50:** Mass Fraction Burned 50% è la posizione angolare per cui si raggiunge il 50% di massa di combustibile bruciata. Tale valore viene utilizzato come indice dell'andamento della combustione;

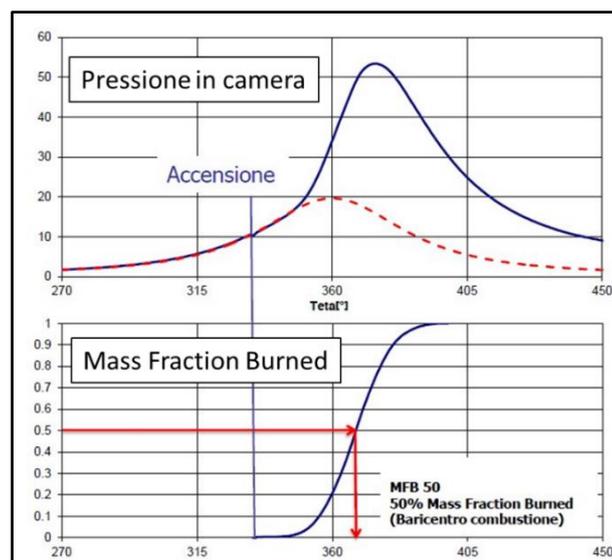


Figura 24: pressione in camera e MFB - dettaglio del baricentro della combustione. {2}

- **PFP:** Peak Firing Pressure è la massima pressione raggiunta in fase di combustione e corrisponde alla mixing controlled phase. Insieme all'MFB50 costituisce un indice dell'andamento della combustione. A parità di istante di inizio dell'iniezione (SOI), un PFP minore è indice di una combustione più lenta o di un'inferiore quantità di combustibile iniettata.

2.3.1 Modelli di combustione non predittivi

Una combustione non predittiva è quella per cui la curva del burn rate viene imposta e, quindi, non determinata dal programma. È un tipo di modello utile quando si vanno a studiare fenomeni che hanno scarsa influenza su ciò che succede in camera di combustione; infatti GT-Power segue la curva del burn rate indipendentemente dalla fasatura di iniezione e dalla quantità di combustibile iniettata.

Ai fini di questa tesi, il modello di combustione non predittivo è stato implementato per verificare i burn rate ottenuti dalla reverse run (TPA Analysis), eseguita con le pressioni in camera ricavate da prove di laboratorio.

2.3.2 Modelli di combustione predittivi

Mettere a punto un modello di combustione predittivo vuol dire definire dei parametri che, intervenendo sulle equazioni caratteristiche della fenomenologia della combustione, definiscano in modo accurato le prestazioni del motore. Il modello, quindi, definiti una serie di parametri di input (come quantità di combustibile iniettato, numero di iniezioni, diagrammi di alzata valvole), è in grado di predire i burn rate e da essi tutti i livelli prestazionali del motore, fra cui consumi, emissioni e potenza prodotta.

Fra tutti i modelli messi a disposizione da GT-Power, quello usato per questa tesi consiste nel modello **DIPulse (Direct Injection Diesel Multi-Pulse Model)**. L'utilizzo di questo

approccio consente di predire l'evoluzione fluidodinamica della carica⁴ all'interno del cilindro in ogni condizione, con particolare riferimento ai fenomeni di iniezione, miscelamento, evaporazione del combustibile e la sua successiva combustione. Tutto ciò avviene discretizzando il contenuto all'interno della camera di combustione in **tre** diverse zone termodinamiche, ciascuna con la sua temperatura e composizione, visibili in figura 25.

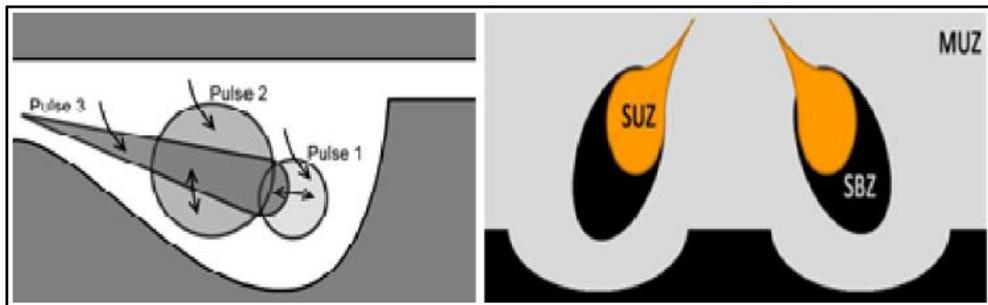


Figura 25: approccio multi-zona modello DIPulse. {3}

Nel dettaglio, il contenuto della camera di combustione viene così diviso:

- **MUZ:** Main Unburned Zone che contiene tutta la massa d'aria intrappolata nel cilindro alla chiusura della valvola di aspirazione;
- **SUZ:** Spray Unburned Zone che include il combustibile iniettato e l'aria via via intrappolata in esso;
- **SBZ:** Spray Burned Zone che include i prodotti della combustione.

Il vantaggio di utilizzare questo tipo di modello consiste nella possibilità di poter determinare l'effetto delle singole iniezioni sulla combustione e nel fatto che si ottengono dei risultati più accurati con gli stessi tempi di calcolo rispetto ai modelli utilizzati in passato.

⁴ Carica: insieme di aria, combustibile e gas combusti che si trovano nella camera di combustione negli istanti precedenti all'avvio della combustione.

Capitolo 3. Analisi TPA rate e combustione predittiva

In questo capitolo si chiarisce come si sono ricavati i burn rate a partire dai segnali di pressione determinati durante delle prove al banco eseguite su motore reale.

In GT-Power le simulazioni della combustione vengono di solito svolte attraverso una forward run, cioè una simulazione che, determinato il burn rate, sia in grado di stabilire l'andamento della pressione nella camera di combustione.

Nei casi in cui non sia possibile stabilire il burn rate, ma si abbiano i segnali di pressione in camera, GT-Power può essere impostato in modo da eseguire una reverse run, cioè una simulazione che calcola il burn rate a partire dal segnale di pressione in camera.

A questo scopo, GT-Power presenta due tipologie di analisi, a seconda di quali siano i dati sperimentali a disposizione:

- analisi CPOA (Cylinder Pressure Only Analysis);
- analisi TPA (Three Pressure Analysis).

L'esecuzione dell'analisi CPOA richiede:

- la conoscenza della geometria del motore;
- il valore della temperatura di parete dello stesso;
- un modello di scambio termico;
- frazioni di gas residui e coefficiente di riempimento all'IVC.

Le condizioni iniziali sono molto importanti poiché, dal momento che l'analisi CPOA studia l'evoluzione fluidodinamica della massa intrappolata in camera dall'IVC all'EVO, esse rappresentano le condizioni di partenza che influenzano in modo sostanziale il risultato finale. Il tempo di analisi, infine, è molto breve poiché vengono eseguiti solamente due cicli per ciascun punto motore analizzato.

L'analisi TPA, invece, richiede l'inserimento di:

- pressione in camera;
- pressione all'aspirazione (*aria e EGR*);
- pressione allo scarico (*gas combusti, EGR ed aria*);

- caratteristiche geometriche dei port (*condotti di collegamento dei collettori al cilindro*);
- caratteristiche delle valvole (*diagrammi di alzata delle valvole*).

Se si conoscono i grafici delle pressioni nel collettore di aspirazione e di scarico riferite all'angolo di manovella, oltre che il grafico della pressione in camera di combustione, è possibile eseguire l'analisi TPA (Three Pressure Analysis) che ha il vantaggio di non richiedere la frazione di gas residui intrappolati in camera e il coefficiente di riempimento; infatti tali valori sono ricavati dalla simulazione. Invece, lo svantaggio di questa procedura sta nella necessità di far girare il modello fino alle condizioni stazionarie, raggiunte mediamente nell'arco di 20 cicli motore.

Nella tesi è stato sviluppato il secondo approccio.

3.1 Analisi TPA: implementazione ed algoritmo di calcolo

Il punto di partenza nella definizione del burn rate è rappresentato dai segnali di pressione in camera. Normalmente un segnale di pressione è misurato su un buon numero di cicli motore in modo da tenere conto anche dell'effetto di variabilità ciclica.

Noto questo, l'analisi TPA può essere condotta in due modi diversi:

- analisi TPA-Steady: prevede l'inserimento in GT-Power di un andamento di pressione unico per ciascun punto motore, ottenuto mediando il valore tra tutti i cicli di pressione consecutivi misurati;
- analisi TPA multicycle: prevede l'inserimento in GT-Power delle pressioni di tutti i cicli consecutivi per ciascun punto motore, senza alcun maneggiamento preliminare.

Le analisi sono state condotte secondo il modello “**Analisi TPA-Steady**” in modo che per ciascun punto motore si avesse un unico valore di pressione. Il valore di essa è stato ricavato rilevando la pressione di più cicli consecutivi (*almeno 50*) dello stesso punto motore, in modo da tenere conto della variabilità cui è soggetto l'andamento di pressione fra ciclo e ciclo.

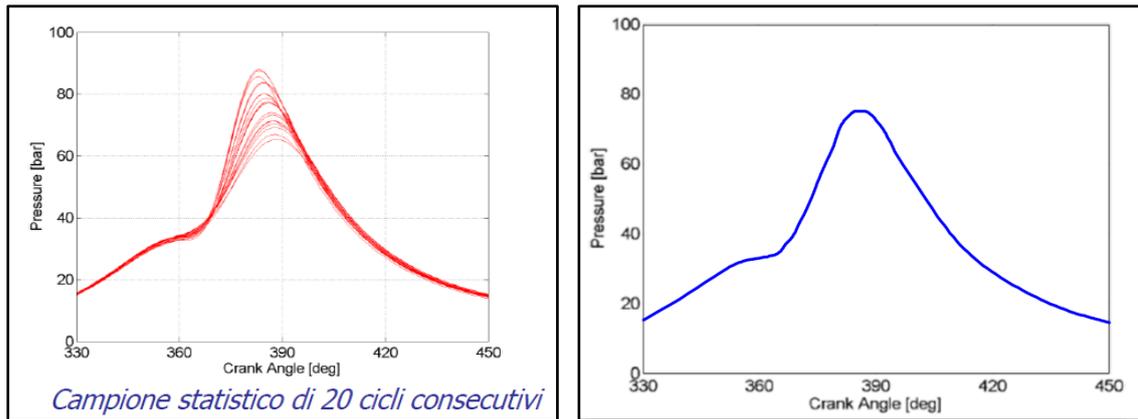


Figura 26: a sinistra, pressioni in camera su 20 cicli - A destra, pressione media {2}

Tali andamenti in camera sono inseriti nell'oggetto "EngBurnRate" nell'attributo Measured Cylinder Pressure Analysis Object. Nello stesso oggetto la Cylinder Pressure Analysis Mode viene imposta sul valore "Analysis, Full Cycle (TPA)".

L'algoritmo di simulazione del burn rate si suddivide in tre fasi di calcolo:

1. nella prima fase di calcolo (ciclo 1), viene imposto un **Burn Rate** fittizio e non viene eseguita alcuna misura relativamente alla pressione;
2. nella seconda fase (ciclo 2), raggiunto il **Forward Burn**, la simulazione va in pausa a partire dal punto definito come **Start Of Cycle** e comincia a determinare l'**Apparent Burn Rate**, usando le condizioni termodinamiche del fluido intrappolato nel cilindro e le relative pressioni in camera. Contemporaneamente, i profili di iniezione e l'**Heat Transfer Rate** sono desunti dal ciclo precedente;
3. nella terza fase (ciclo 3), la **Forward run** prosegue nel suo sviluppo matematico di calcolo imponendo però la **Burn Rate** di cui alla fase 2, fino a quando non viene raggiunta la stazionarietà dei risultati.

L'analisi, dunque, determina un burn rate per ciascun punto motore simulato ed esegue in contemporanea dei test di coerenza come ausilio alla verifica della concordanza dei dati sperimentali agli andamenti dei burn rate calcolati.

3.2 Analisi TPA: Consistency checks

Quando si esegue il calcolo del burn rate a partire dalla pressione all'interno del cilindro, ci sono sempre degli errori nei dati sperimentali inseriti come input o nelle ipotesi che devono essere fatte per la difficoltà di misurare precisamente alcuni fenomeni. Fra le principali ipotesi, ad esempio, si collocano quelle che vengono fatte per la predizione dello scambio termico fra carica e pareti. In definitiva, tutte queste ipotesi svolgono un ruolo non trascurabile sull'errore con cui viene calcolato il burn rate. Per tenere conto di questo problema, GT-Power modifica il potere calorifico inferiore del combustibile tramite un coefficiente moltiplicativo denominato "*LHV multiplier*" che, dunque, rappresenta un indice dell'errore complessivo commesso. Tale valore, determinato per ciascun caso dell'analisi TPA, deve essere compreso entro l'intervallo $[0.95 \div 1.05]$.

GT-Power, inoltre, esegue delle verifiche su varie grandezze risultanti dalla simulazione e segnala qualora queste non vadano a buon fine. Tali verifiche sono denominate "*Consistency Checks*" e vengono eseguite come ausilio alla verifica della concordanza dei dati sperimentali agli andamenti dei burn rate calcolati.

Le verifiche eseguite da GT-Power sono le seguenti:

- **Pressione nel cilindro all'IVC:** per analisi TPA il profilo di pressione misurato viene shiftato automaticamente in maniera da raggiungere il miglior "match" tra l'inizio del ciclo e i 40 gradi che precedono il punto morto superiore. Se la quantità di shift necessaria dovesse superare 0.5 bar, allora il codice GT-Power contrassegnerebbe un errore;
- **Cumulative burn rate during Compression:** nei motori Diesel, il combustibile viene iniettato al termine della corsa di compressione; ci si aspetta, quindi, che la combustione avvenga solo dopo che il combustibile viene iniettato nel cilindro. In alcuni casi, tuttavia, può capitare che venga registrato un burn rate positivo prima del SOI. Se l'integrale di questo burn rate raggiungesse un valore pari al 2% della massa totale di combustibile iniettata, verrebbe riportato un errore;

- **Compression Slope:** analizzando un ciclo motore sul diagramma $\log P$ - $\log V$, deve valere che la pendenza del tratto di compressione sia costante. Nei motori che iniettano combustibile direttamente nel cilindro, il valore del coefficiente della politropica di compressione è approssimativamente uguale al rapporto tra i calori specifici dell'aria. Detto valore è pari a 1.4 a 300K e diminuisce fino a 1.3 alla temperatura di 1000K. Questo consistency check determina il valore del coefficiente della politropica a valle della simulazione e se va oltre l'intervallo consentito, viene riportato un errore;
- **Fraction of Fuel Injected Late:** questo check, che si applica solamente ai motori ad iniezione diretta, rileva che non c'è abbastanza combustibile per supportare il burn rate prodotto. Viene determinato l'ammontare del combustibile mancante istante per istante e reso noto alla fine della simulazione. Se la quantità di combustibile mancante supera il 2% del totale viene riportato un errore;
- **Large LHV change required:** segnala che il "*LHV multiplier*" è fuori dall'intervallo consentito.

3.3 Calibrazione della combustione predittiva: dettagli sul modello DIPulse

La calibrazione predittiva DIPulse predetermina il combustion rate e le emissioni associate alla combustione esclusivamente per motori ad iniezione diretta. Affinché il risultato della calibrazione sia coerente con i dati sperimentali, le injection rate devono essere note e determinate con un elevato livello di affidabilità. L'evoluzione di ciascuna iniezione viene seguita separatamente dalle altre; dunque non vi è alcuna distinzione sostanziale fra iniezione pilota, main e post. Il combustibile via via iniettato viene aggiunto all'unburned zone.

I coefficienti che regolano il processo di combustione sono i seguenti:

- **Entrainment Rate Multiplier:** il combustibile iniettato in camera subisce un rallentamento durante la miscelazione con l'aria. L'entità di questa interazione

viene determinata attraverso delle correlazioni empiriche che vengono corrette attraverso il coefficiente C_{ent} ;

- **Ignition Delay Multiplier:** l'ignition delay viene determinato indipendentemente per ciascuna iniezione, a partire dalle condizioni in camera e tiene conto della velocità con cui l'aria viene intrappolata nel getto di combustibile e della velocità di evaporazione del combustibile. Il valore dell'Ignition Delay è modificato dal coefficiente Ignition Delay Multiplier C_{ign} ;
- **Premixed Combustion Rate Multiplier:** quando si esaurisce il ritardo di accensione, la frazione di combustibile che si è accumulata in camera durante questa fase si accende spontaneamente, con una combustione quasi istantanea. La velocità di tale combustione viene limitata solo dalla cinetica delle reazioni che avvengono in questa fase e può essere modificata dall'utente agendo sul Premixed Combustion Rate Multiplier C_{pm} ;
- **Diffusion Combustion Rate Multiplier:** dopo la combustione della prima quantità di combustibile accumulatosi durante il ritardo di accensione, la rimanente porzione di combustibile via via iniettata comincia a bruciare appena trova una particella di aria. La velocità della combustione in questa fase è quindi limitata solo dalla rapidità con cui avviene questo fenomeno diffusivo. Anche la velocità (o tasso) di questa fase di combustione può essere gestita dall'utente attraverso il Diffusion Combustion Rate Multiplier C_{df} .

L'obiettivo della calibrazione sarà, quindi, quello di determinare il valore di questi quattro coefficienti in modo che la combustione predetta sia il più possibile correlabile al rispettivo valore sperimentale.

Capitolo 4. Il motore oggetto di studio

Nel seguito saranno descritti i principali parametri prestazionali del motore oggetto della tesi e saranno riportate le figure illustrative di alcune parti.

Il motore oggetto di studio è stato fornito dalla FCA. Trattasi di un motore turbocompresso quattro cilindri in linea F1A e dotato di circuito EGR dual-loop. Nella tabella del paragrafo successivo è riportato il datasheet del motore.

4.1 Principali caratteristiche

Il motore a combustione interna oggetto del lavoro di questa tesi è un motore Diesel FPT F1A 2.3 L 4 cilindri in linea ad aspirazione forzata e dotato, nella versione di produzione, di circuito EGR Long-route e Short-route.

Produttore	FPT Industrial
Nome Famiglia Motore	F1A
Applicazione	Light-Duty
Cilindrata	2.3 L
Numero di Cilindri	4
Alesaggio x corsa	88 x 94 mm
Lunghezza Biella	146 mm
Rapporto di compressione	16.2:1
Altezza Volume spazio morto	0.7 mm
Sistema di Iniezione	Common Rail
Sistema di sovralimentazione	VGT
Sistema EGR	Long-Route + Short-Route
Potenza max	102 kW @ 3250 rpm
Coppia max	350 Nm @ 1750 rpm
Sistema di Post Trattamento dei Gas di Scarico	DOC + DPF

Le prove sperimentali, necessarie al resto del lavoro, sono state eseguite utilizzando soltanto il circuito EGR Short-Route. Nelle figure 27, 28 e 29 sono rappresentate in

dettaglio alcune parti del motore.

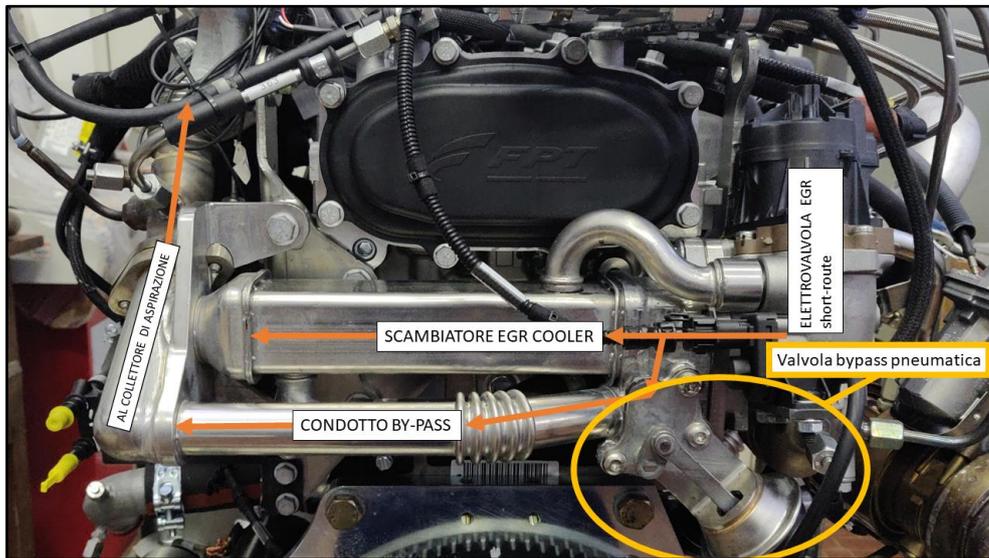


Figura 27: circuito LP EGR - componenti e flussi

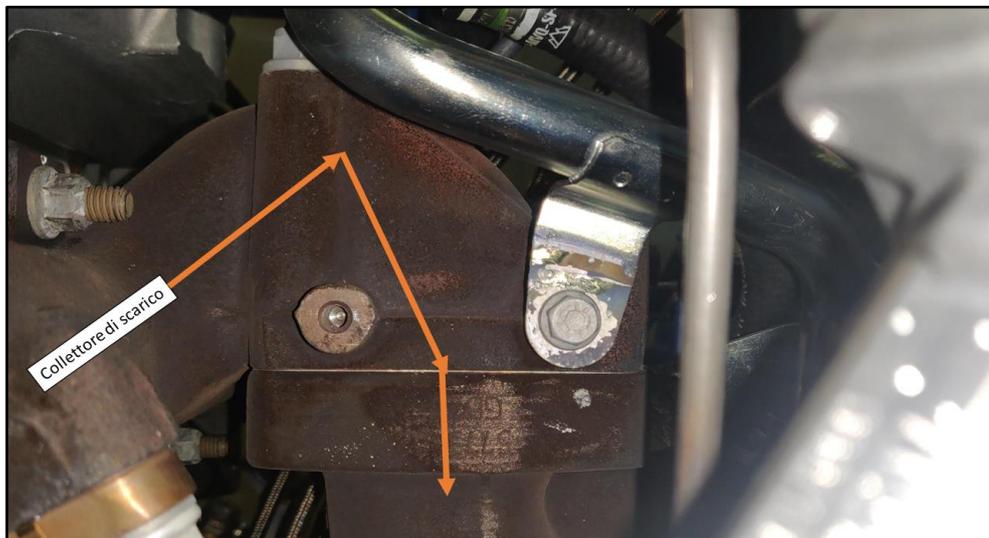


Figura 28: particolare della curva a monte della turbina

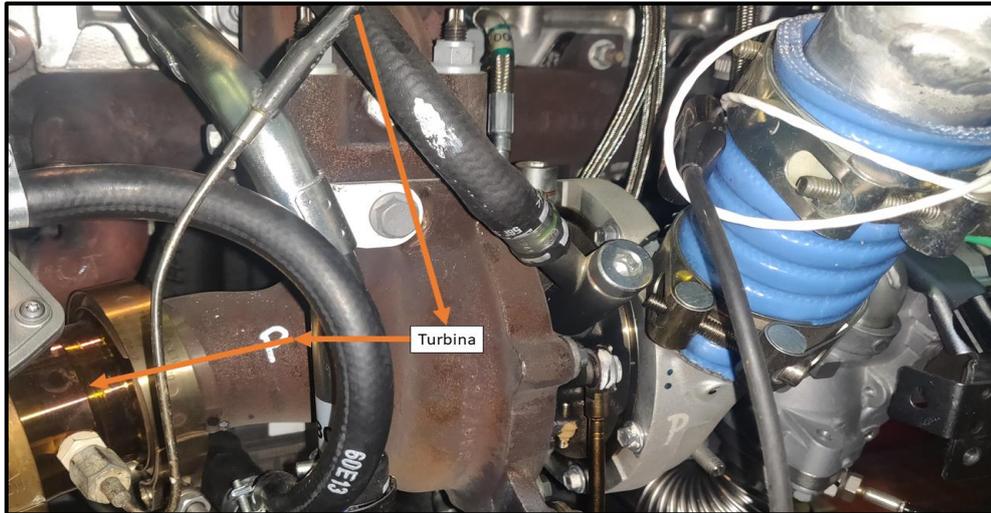


Figura 29: particolare del gruppo turbina-compressore - flusso dei gas di scarico

4.2 Implementazione del modello in GT-Power e la mappa motore

Il modello GT-Power di partenza è stato fornito da FPT Industrial.

Le condizioni al contorno che devono essere fornite per la corretta simulazione del motore sono:

- geometria dei cilindri;
- geometria dei canali di aspirazione e scarico;
- posizione del rack del turbocompressore;
- diagrammi di alzata e geometria delle valvole;
- mappa motore con tutte le combinazioni velocità motore-carico possibili.

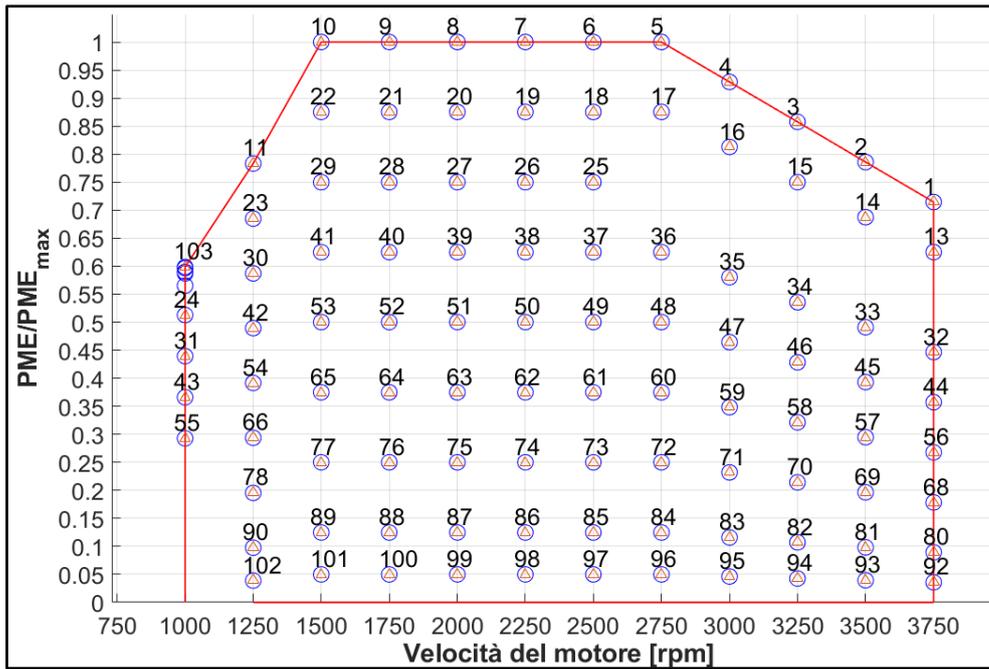


Figura 30: mappa motore completa - punti 12 – 67 – 79 - 91 coincidenti con il 103

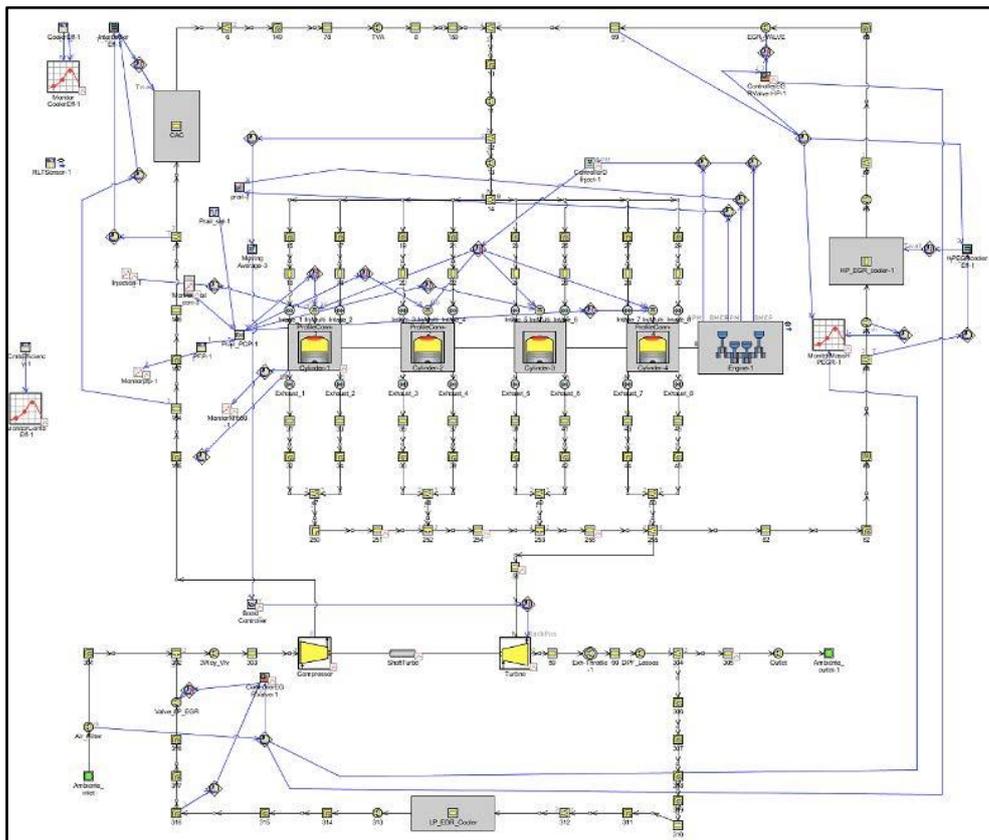


Figura 31: modello motore FPT

Capitolo 5. Adeguamento del modello motore

Il primo step del lavoro è consistito nell'adeguamento del modello GT-Power alle condizioni del motore reale. Le modifiche effettuate sono le seguenti:

- aggiunta del bypass al circuito short-route EGR;
- aggiunta della valvola a tre vie (three-way valve), posta a monte del compressore centrifugo;
- adeguamento delle dimensioni geometriche dei canali del circuito long-route EGR.

In questo capitolo si analizzano nel dettaglio le modifiche che sono state effettuate al modello fornito da FPT Industrial, allo scopo di adeguarlo allo stato di fatto del motore utilizzato per le prove sperimentali.

In figura 32 è presente il modello motore completo a valle delle modifiche effettuate.

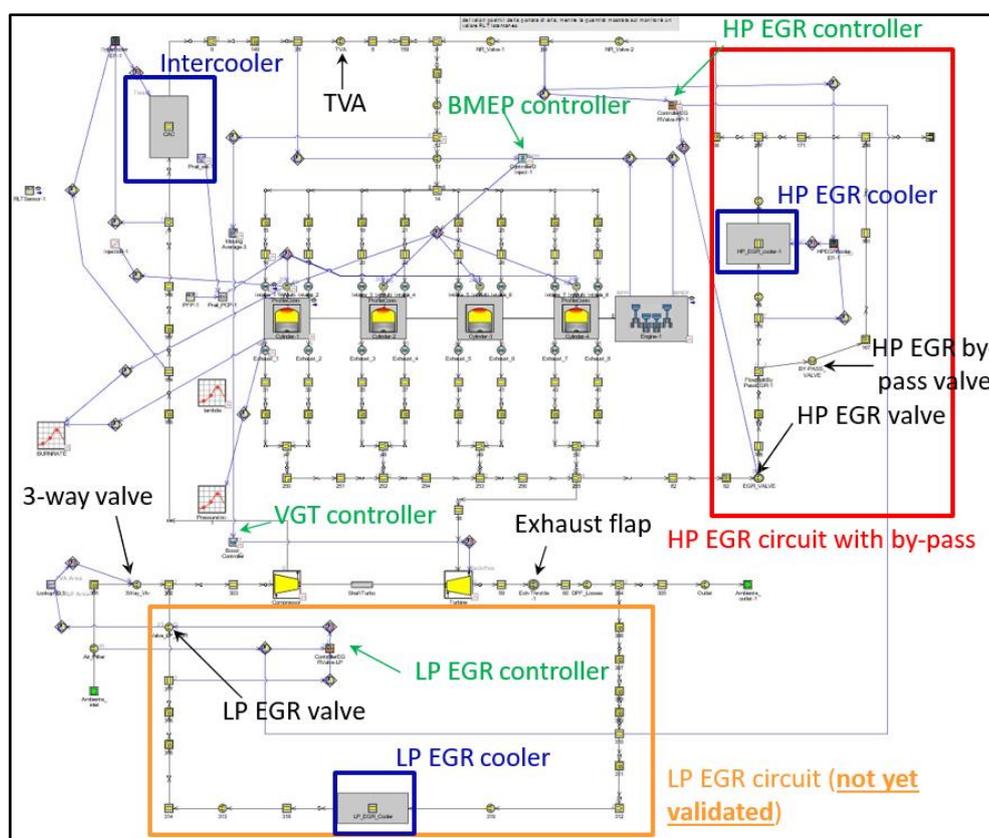


Figura 32: modello motore finale

5.1 Inserimento del bypass EGR Short-Route

Il bypass EGR è un canale che svolge la funzione di cortocircuitare lo scambiatore di calore (cooler) dell'EGR short-route. Durante le partenze a freddo il fluido refrigerante è ad una temperatura inferiore ai 50°C, di conseguenza si prevede che i gas di scarico possano essere fatti ricircolare senza essere raffreddati in modo da favorire la rapida regimazione termica del motore.

A livello operativo, è stato aggiunto uno stacco (flowsplit) in modo da prelevare la portata dal flusso principale che tenderebbe ad andare nel cooler. A valle di questo stacco, lato bypass, è stata aggiunta una valvola on/off non regolabile.

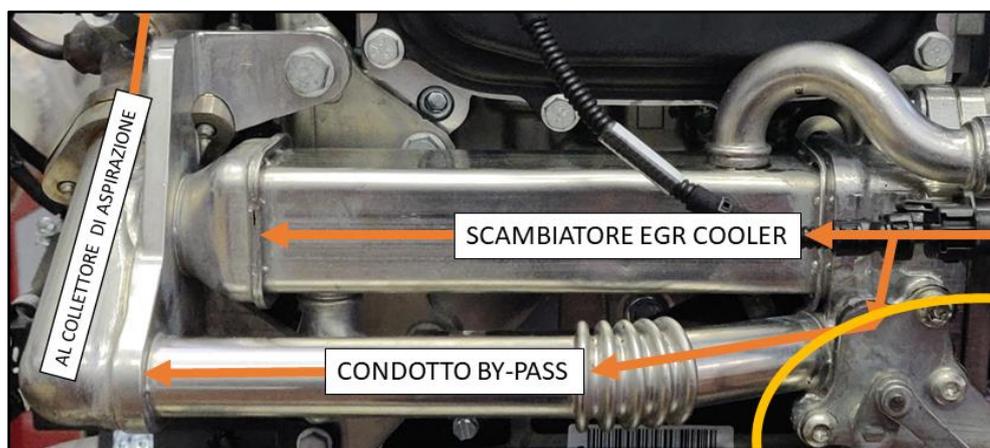


Figura 33: particolare del bypass HP EGR

5.2 Modifica del circuito LP EGR e della three-way valve

Le misurazioni eseguite sul motore hanno evidenziato alcune difformità fra il circuito LP EGR reale e quello riportato nel modello fornito da FPT.

Il modello è dunque stato oggetto di modifiche ai canali di collegamento dello scambiatore LP EGR al condotto di aspirazione a monte del compressore. In figura 34 è possibile notare il circuito sottoposto a modifica.

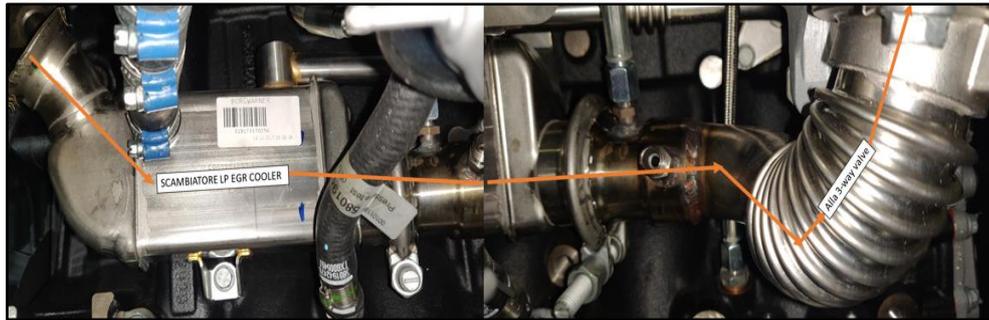


Figura 34: particolare del condotto LP EGR modificato

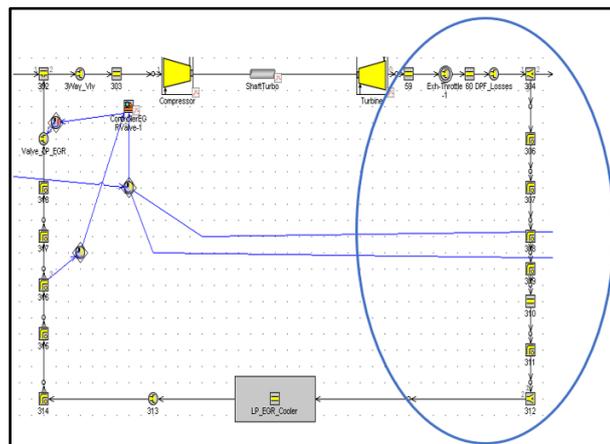


Figura 35: LP EGR- particolare dei canali sottoposti a modifiche

È stata, inoltre, inserita la modellazione della valvola a tre vie (three-way valve), la cui caratteristica funzionale è riportata in figura 36.

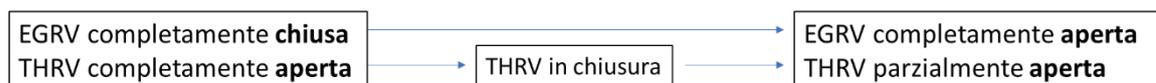


Figura 36: schema funzionamento meccanico three-way valve

Si evidenzia che la three-way valve è sincronizzata con la EGR valve posta sul circuito di ricircolo dei gas combusti, in modo che, all'aumentare dell'apertura della valvola EGR corrisponda una parziale chiusura della valvola di aspirazione THRV. I dati di input delle due valvole EGRV e THRV tra loro sincronizzate sono stati forniti al software GT-Power tramite una lookup table costruita ricavando le aree geometriche di passaggio al variare dell'angolo di chiusura della valvola EGRV e ricavando viceversa l'area di apertura della valvola THRV secondo lo schema sotto riportato in figura 37. In essa è schematizzata la condizione di massima apertura della EGR valve e di massima chiusura della THRV.

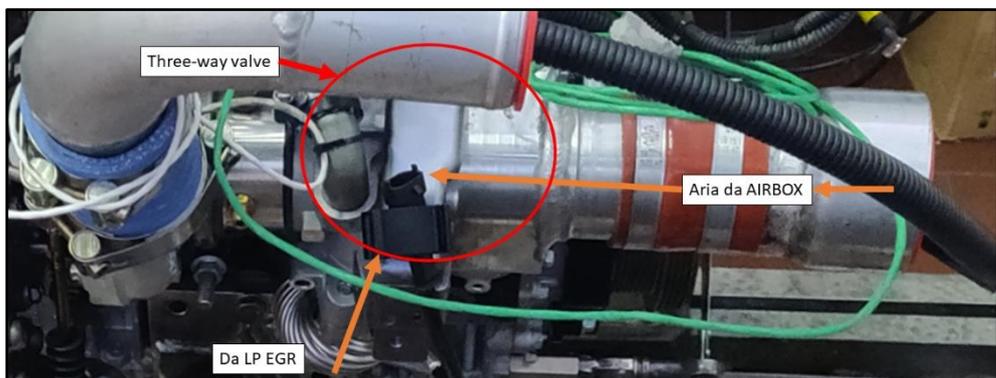
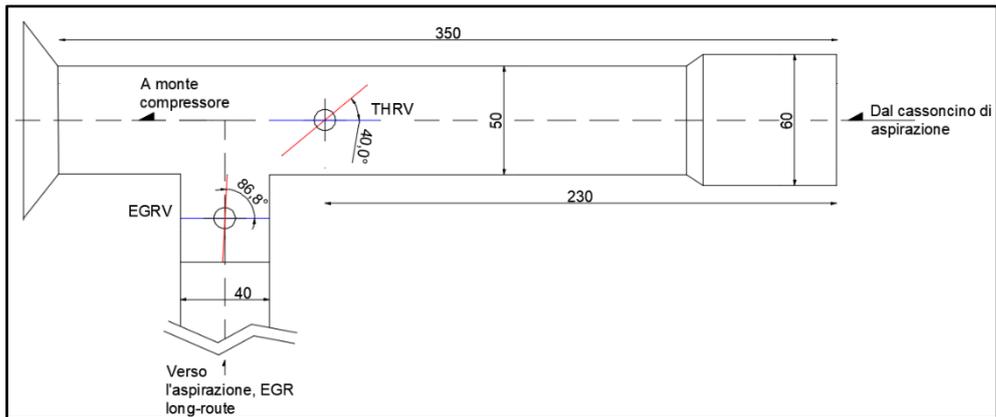


Figura 37: particolare del condotto di aspirazione con schema costruttivo

In figura 38 si riportano i diagrammi di corrispondenza fra l'angolo di apertura della valvola EGR LP (EGRV) e l'angolo di apertura della Throttle Valve (THRV).

In figura 39 è riportato graficamente il contenuto delle lookup table inserite in GT-Power per la corretta modellazione della valvola.

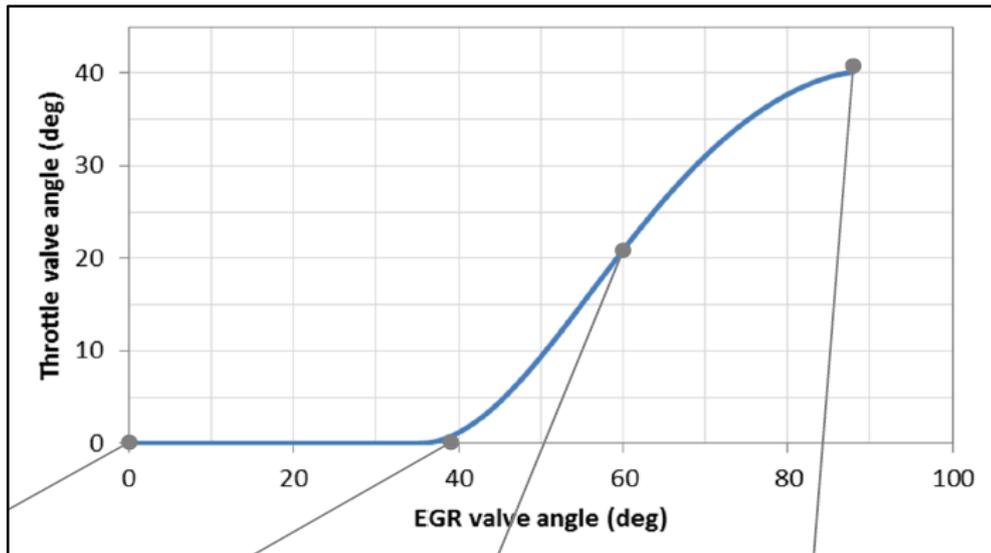


Figura 38: caratteristica angolo chiusura EGRV - angolo apertura THRV. Fonte: Denso

Tabella 1: sezione del canale al variare dell'angolo di apertura/chiusura della valvola EGRV e THRV

EGRV Angular [deg]	EGRV effective area [mmq]	THRV Angular [deg]	THRV effective area [mmq]
0	0.0	0	1963.5
10	19.1	0	1963.5
20	75.8	0	1963.5
30	168.4	0	1963.5
35	227.3	0	1963.5
40	294.0	1.2	1922.4
50	448.9	9.4	1642.8
60	628.3	21	1259.8
70	826.8	31.1	949.3
80	1038.4	37.7	762.8
86.8	1186.5	40	701.4

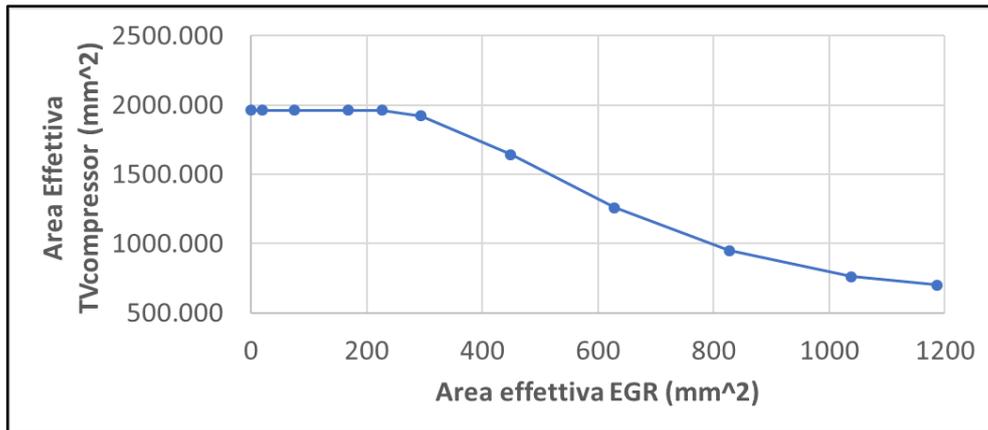


Figura 39: lookup table GT-Power - corrispondenza fra area effettiva EGR e THRVA

Iterativamente il software di calcolo determina il coefficiente d'efflusso (C_x) a partire dalle sezioni estrapolate dalla lookup table, modificando l'effettiva sezione di passaggio del flusso in base alle caratteristiche della vena fluida.

La three-way valve è composta da due farfalle poste entrambe a monte del compressore in corrispondenza delle sezioni in cui confluiscono il flusso d'aria dall'air box e il flusso EGR LP. La farfalla EGR LP è normalmente chiusa, mentre quella del flusso di aria fresca è normalmente aperta.

5.3 Dati di input e prima simulazione di prova

Verificato che tutte le componenti del motore fossero schematizzate correttamente nella loro specificità, si è passati all'inserimento dei dati di input per ogni punto della mappa motore forniti da FCA. In particolare, sono stati inseriti SOI, quantità di combustibile iniettato, pressione del common rail, pressione di aspirazione, grado di chiusura della valvola EBP (Exhaust Back Pressure valve).

Prima di procedere all'analisi TPA, inoltre, è stata lanciata una simulazione al solo scopo di valutare il livello di predittività delle portate di aria e di EGR.

Si ricorda che, in questa fase, il modello ancora non è predittivo delle prestazioni del motore, poiché ancora non è avvenuta la calibrazione.

5.3.1 Modifica del turbine mass multiplier e dell'efficiency multiplier

Durante la simulazione di primo tentativo è emerso che in più di un punto motore vi erano delle discrepanze non trascurabili tra le portate ricavate dai dati sperimentali e quelle predette. Al fine di eliminare l'errore sulla valutazione della portata dell'aria aspirata e dell'EGR, si è deciso di modificare l'efficiency multiplier e il mass multiplier della turbina inserendo i seguenti valori:

Tabella 2: valori dei coefficienti correttivi Efficiency e Mass Multiplier adottati per la turbina

Parametro	Valore
Efficiency multiplier	0.95
Mass multiplier	1.05

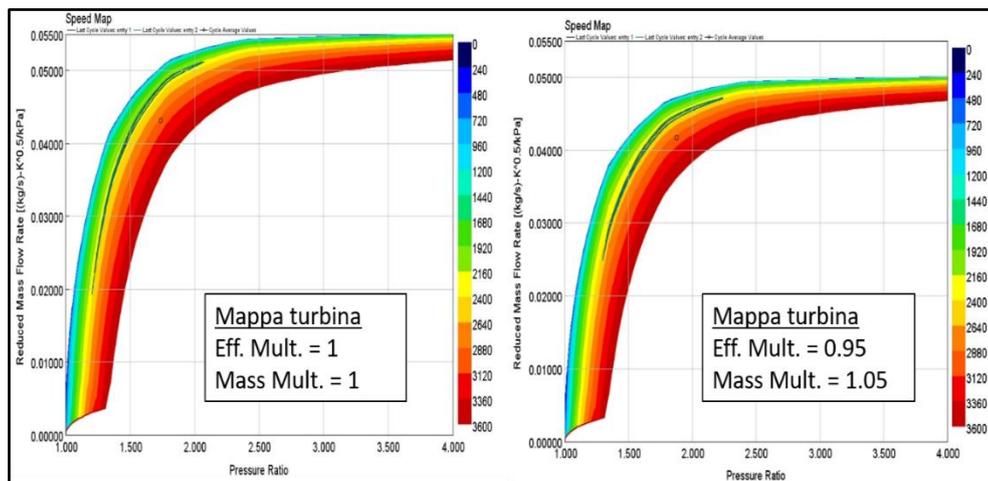


Figura 40: mappa turbina - effetti modifica multiplier

5.3.2 Modifica della EBP valve

Un'altra modifica effettuata al modello di partenza consiste nell'inserimento della EBP. Tale valvola, montata subito a valle della turbina, ha l'obiettivo di strozzare il deflusso dei gas di scarico in modo da consentire la funzionalità del circuito EGR ai bassi carichi, aumentando la pressione dei gas a livello del collettore di scarico. In generale, trattandosi di una laminazione, il suo uso dovrebbe essere il più limitato possibile per non pregiudicare il rendimento del motore. Dal momento che non si avevano dati sperimentali relativi a questo utilizzo, ma comunque la valvola era prevista sul motore reale, si è deciso di procedere in modo iterativo alla sua progressiva chiusura fino al raggiungimento del target di portata. In figura 41 si riporta una tabella con i punti in cui è stata utilizzata detta valvola.

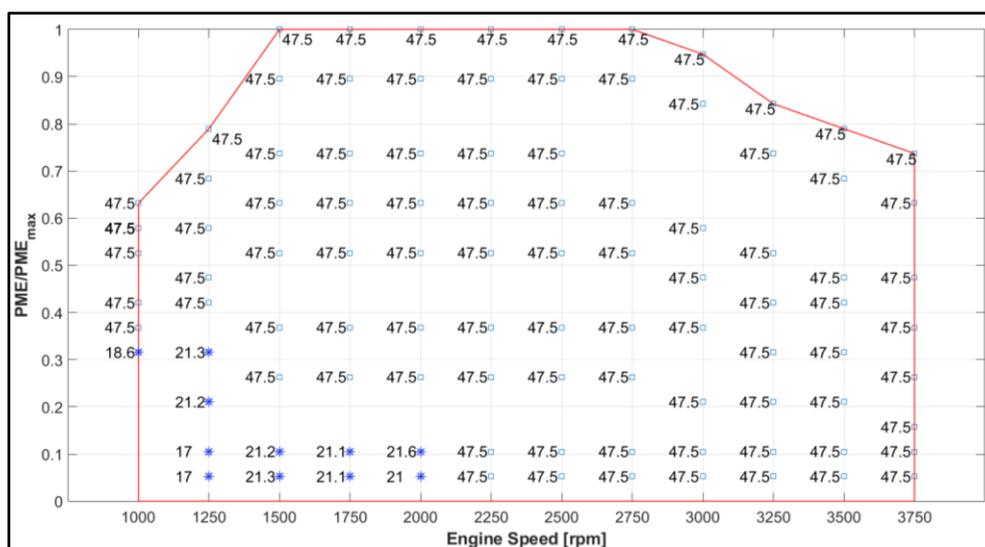


Figura 41: mappa dei $D_{(mm)}$ equivalenti della valvola EBP – in blu valvola chiusa

5.4 Risultati dell'adeguamento

A valle di tutte le modifiche fatte al modello originale, è stata eseguita una forward run finale per tutti i punti motore al fine di verificare il livello di predittività delle portate.

Nelle figure seguenti si riportano i grafici in cui è verificabile la convergenza fra portate sperimentali e portate predittive:

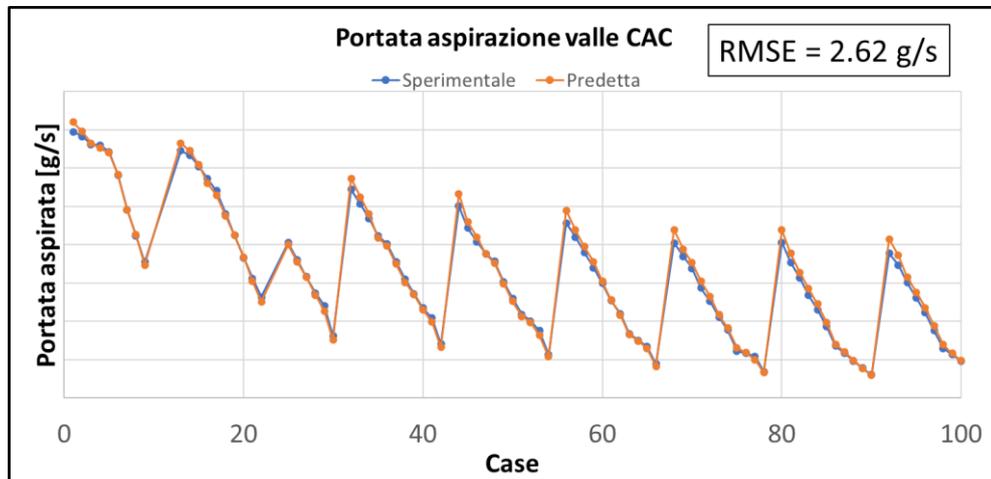


Figura 42: verifica della predittività dei flussi – portata nel circuito EGR HP

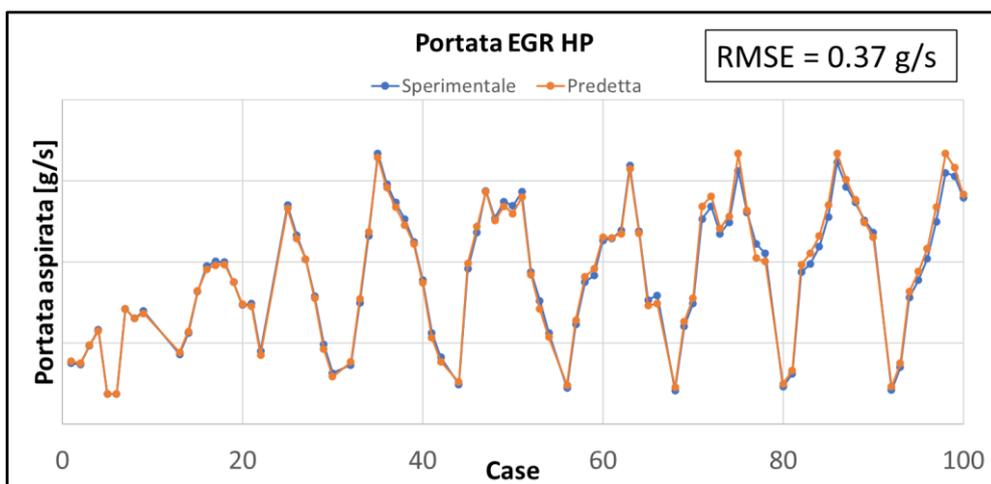


Figura 43: verifica della predittività dei flussi – portata aspirata a valle CAC

A titolo esemplificativo si mostrano le differenze rilevate al punto di funzionamento motore ad alto carico n° 8: 2000 rpm x 19 bar. Si notino i minori tempi di convergenza (ascisse).

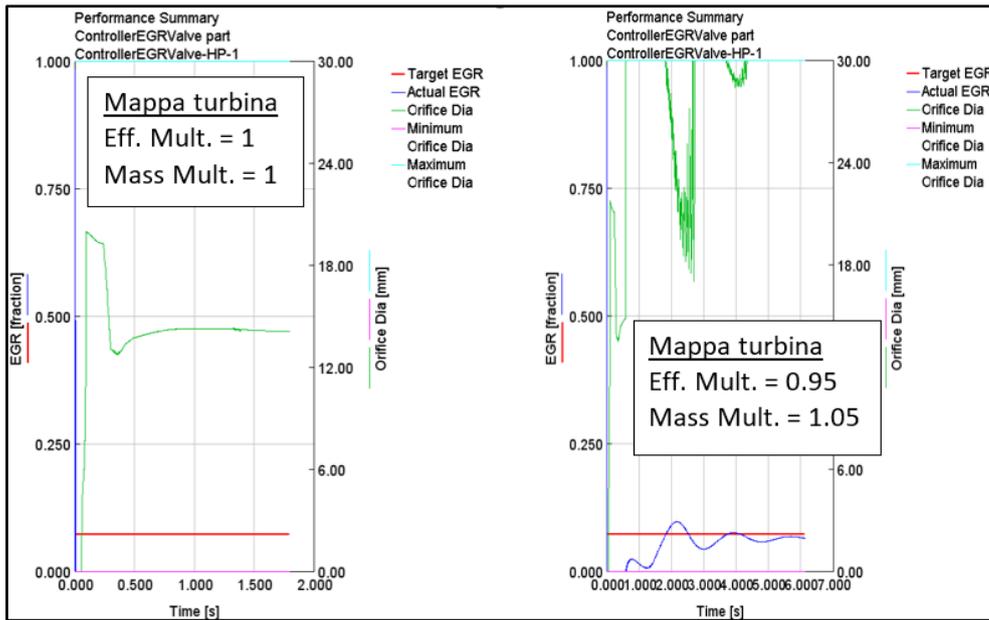


Figura 44: plot controller EGR - a sx condizione originale, a dx condizione a valle delle modifiche

Capitolo 6. Operazioni preliminari all'analisi TPA

Verificata la predittività delle portate, si passa alla verifica dei dati sperimentali forniti da FPT Industrial.

Le correzioni effettuate hanno riguardato i seguenti ambiti:

- modifica delle fasature di iniezione (injection timings);
- modifica dei profili di iniezione e popolazione della Injection Rate Map;
- definizione di un Encoder Angular Shift;
- definizione di un Pegging Error Shift.

6.1 Modifica delle fasature di iniezione e popolazione dell'IRM

Il profilo di iniezione è un grafico in cui la portata di combustibile \dot{m}_f , espressa in mg/angolo di manovella, viene riportata in funzione dell'angolo di manovella. Detta m_f la massa di combustibile iniettata e IT la durata effettiva dell'iniezione, si ha:

$$m_f = \int_0^{IT} \dot{m}_f * d\theta \quad (5)$$

In figura 45 è riportato, al primo quadrante, il profilo **ideale** della portata di combustibile all'iniettore \dot{m}_f ; al quarto quadrante la quantità di combustibile iniettata m_f . Un aspetto fondamentale del profilo di iniezione **ideale** consiste nell'assenza di ritardi nello stabilimento della portata (profilo a gradino).

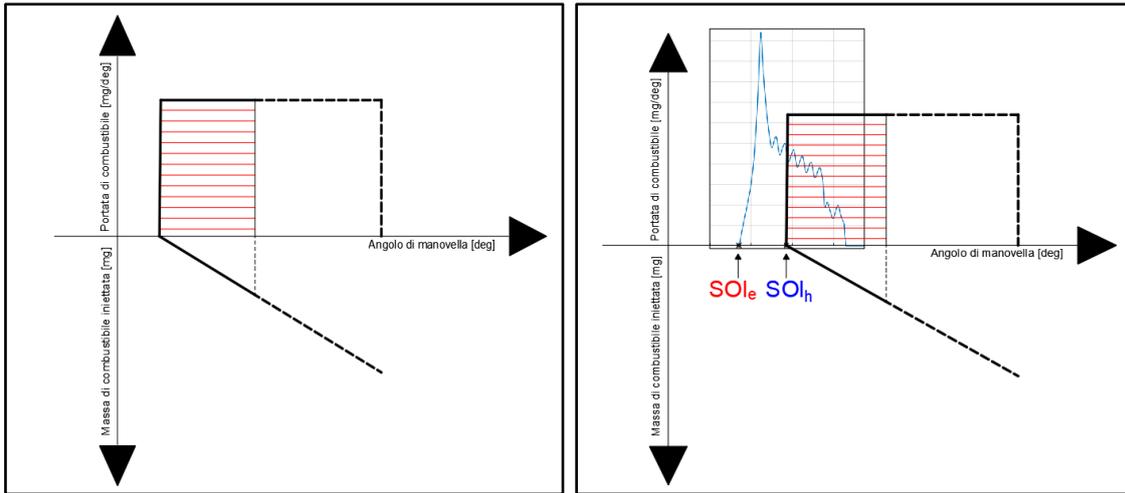


Figura 45: a sx iniezione ideale – a dx con ritardo fra segnale elettrico e portata

Il profilo di iniezione reale, in realtà, può solamente approssimare quello ideale alla stessa pressione del rail. Nel profilo reale, infatti, vi sono dei ritardi fra l'inizio elettrico dell'iniezione (SOI_e) e quello idraulico (SOI_H) ed inoltre la portata desiderata non si stabilisce in modo istantaneo.

In generale resta valido che, quanto maggiori sono la pressione nel rail e l'ET (durata elettrica dell'iniezione), migliore sarà l'approssimazione del profilo ideale. In figura 46 è presente il segnale elettrico espresso in Ampere ed una injection rate, espresso in g/s, in cui è mostrato il dettaglio dei ritardi che si stabiliscono fra il segnale di comando elettrico e la portata di combustibile all'iniettore.

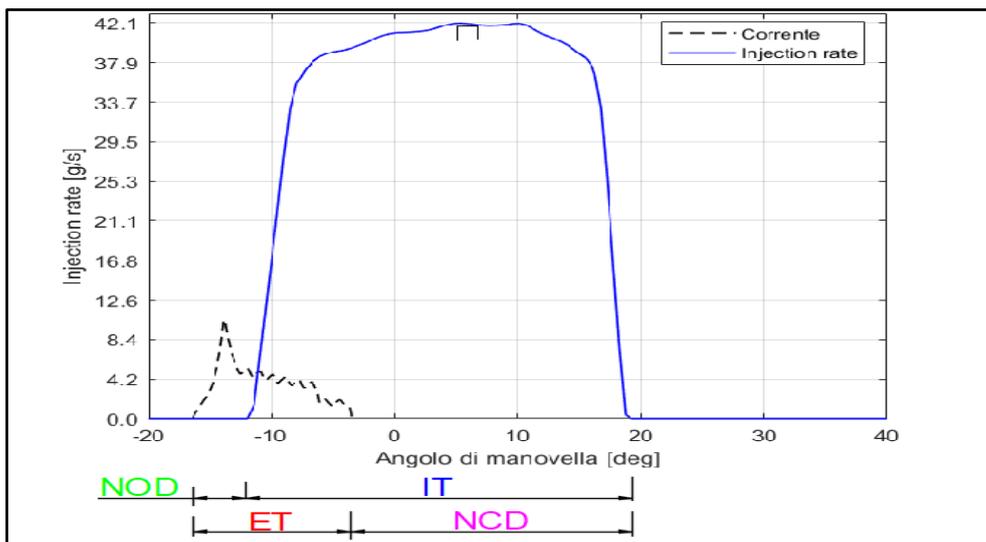


Figura 46: profilo di iniezione ideale

Dal confronto fra il segnale in corrente e la portata di combustibile Injection Rate, si individuano i seguenti valori:

- $SOI_e \rightarrow$ *Start Of Injection elettrico*;
- $SOI_H \rightarrow$ *Start Of Injection idraulico*;
- $NOD \rightarrow$ *Nozzle Opening Delay*;
- $NCD \rightarrow$ *Nozzle Closing Delay*;
- $IT \rightarrow$ *Ignition Time*;
- $ET \rightarrow$ *Energizing Time*;
- $n \rightarrow$ *numero di giri al minuto del motore*.

Si riportano di seguito alcune relazioni fondamentali per il calcolo dei parametri suddetti.

Il NOD è il ritardo, espresso in gradi di manovella, che intercorre fra l'inizio idraulico dell'iniezione e l'inizio del comando elettrico della stessa:

$$NOD = SOI_H - SOI_e \quad (6)$$

IL NCD è il ritardo, espresso in gradi di manovella, che intercorre fra la fine del comando elettrico dell'iniezione e la fine idraulica di essa:

$$NDC = NOD + IT - ET \quad (7)$$

Per i suindicati parametri vale la seguente relazione:

$$NOD + IT = ET + NCD \quad (8)$$

In GT-Power devono essere inseriti i valori dei SOI_H che sono stati calcolati attraverso la formula:

$$SOI_H [^\circ] = SOI_e [^\circ] + \frac{6 * n [rpm] * NOD [\mu s]}{10^6} \quad (9)$$

A livello operativo, i SOI_e sono stati ricavati utilizzando il software CONCERTO e analizzando direttamente il segnale di corrente dai file della cella di prova.

I passaggi effettuati per l'inserimento dei SOI e dei profili di iniezione in GT-Power sono i seguenti:

1. **determinazione dei SOI_e** dall'analisi dei file della cella prova;
2. **calcolo dei SOI_H** tramite la formula precedente;
3. **creazione della Injection Rate Map**, consistente in una tabella in cui per ogni combinazione di pressione nel rail ed ET vi è un diverso profilo di iniezione.

In figura 47 è riportata la mappa inserita in GT-Power al variare della pressione nel common rail e dell'Energizing Time:

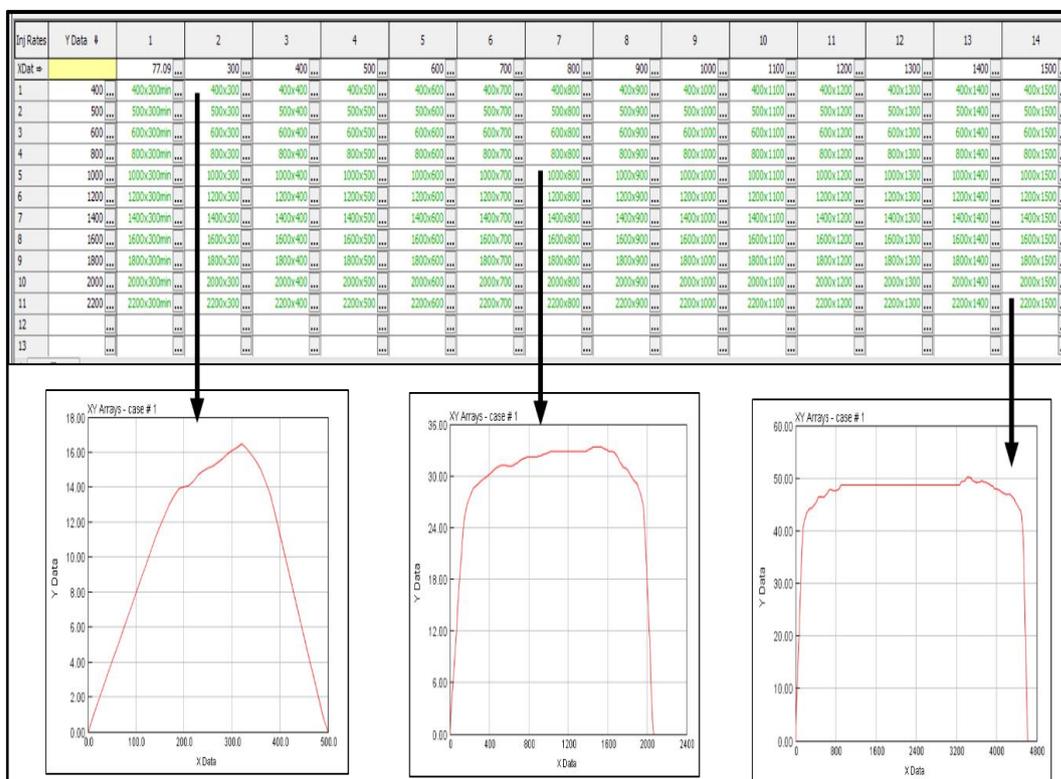


Figura 47: Injection Rate Map - profili ricavati dai dati sperimentali

Successive analisi dell'IRM hanno messo in evidenza che i profili di iniezione sono stati

determinati per quantità minime di combustibile pari a 5 mg. Si è, quindi, ritenuto di determinare dei profili di iniezione per quantità iniettate pari a 1 mg, in modo da rendere meno arbitraria l'interpolazione per le iniezioni pre e main, che sono interessate da quantità iniettate anche molto inferiori al milligrammo.

Operativamente, si è ricavato un profilo di iniezione a partire da quelli per $ET = 300 \mu s$ secondo le seguenti ipotesi di calcolo:

1. il ritardo idraulico dell'iniettore dipende solo dalla pressione nel common rail;
2. la pendenza del tratto crescente della curva di iniezione (portata di combustibile vs tempo) è costante (dipende solo dalla pressione del rail);
3. una volta che lo spillo dell'iniettore ha raggiunto l'alzata massima (e quindi la massima portata di combustibile iniettata), la portata in massa di combustibile è costante, poiché in questa fase la parte controllante è proprio lo spillo dell'iniettore;
4. la fase decrescente della curva di iniezione è costante (dipende solo dalla pressione del rail).

In ultima analisi, si tenga presente che il valore di ET per questi nuovi profili è stato fissato a $77.09 \mu s$ in modo arbitrario. Questi valori, infatti, non influiscono in alcun modo nella simulazione.

In figura 48 sono riportati i profili di iniezione per diverse pressioni rail.

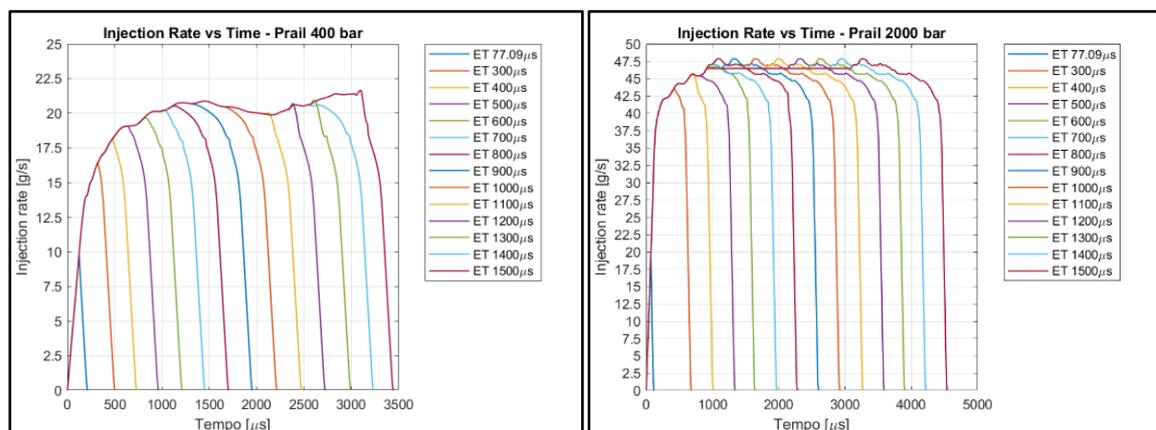


Figura 48: profili di iniezione per diverse pressioni nel rail e diversi ET

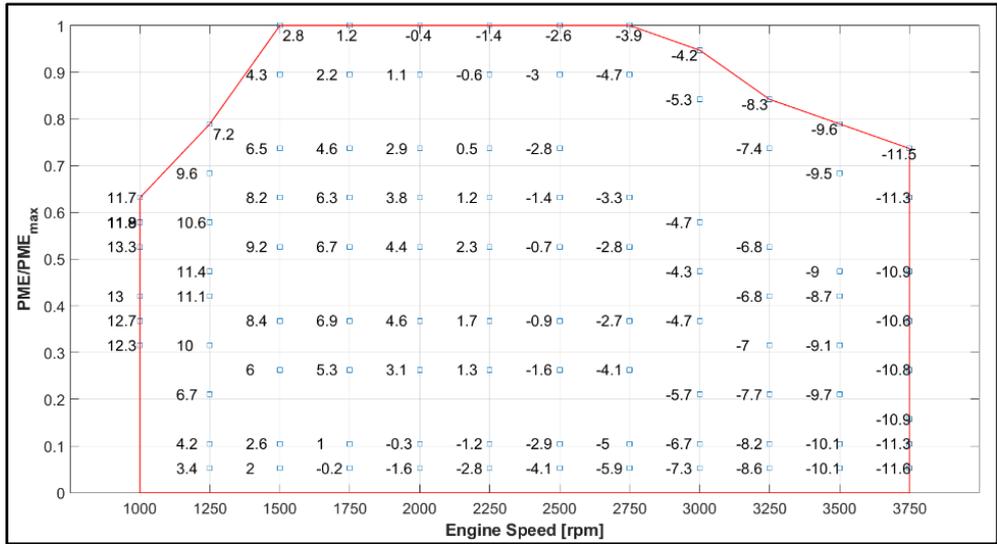


Figura 49: mappa Start of Injection della iniezione main

6.2 Calcolo dell'Encoder Error Shift

Come già discusso nel paragrafo 1.6.1, il segnale di pressione in camera può essere interessato da un errore nella corrispondenza univoca con gli angoli di manovella.

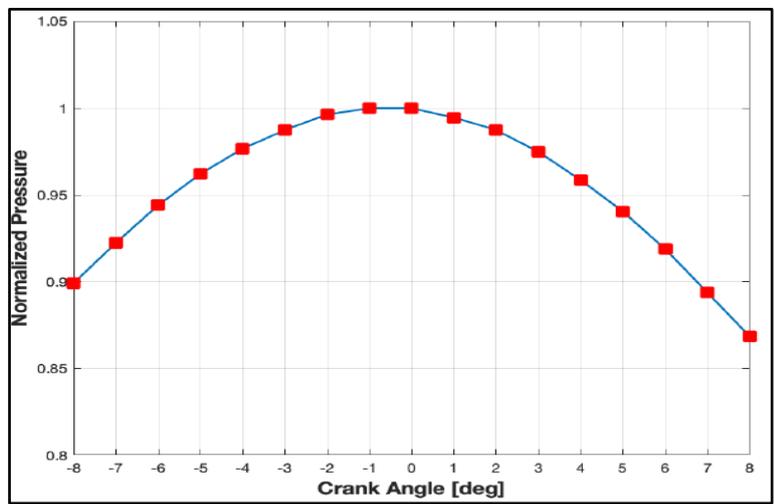


Figura 50: ciclo trascinato - ingrandimento della regione intorno al TDC

L'analisi del ciclo trascinato fornito da FPT per questo motore permette di evidenziare che il picco di pressione si trova nell'intervallo $[-1; 0]$ gradi di manovella DPMS (Dopo il Punto Morto Superiore).

L'Encoder Error Shift viene determinato iterativamente in modo da ridurre al minimo i

punti motore interessati da problemi di coerenza con i dati sperimentali.

L'algoritmo utilizzato è il seguente:

1. individuazione arbitraria dei valori di tentativo dell'Encoder Error Shift, indicati in tabella 3 alla colonna Attempt Angular Shift;
2. svolgimento dell'analisi TPA e valutazione del numero degli errori per ciascuno dei valori di tentativo di cui al punto 1);
3. scelta del valore di tentativo corrispondente al numero minimo di errori.

Tabella 3: risultati casi in errore per ciascun valore di Angular Shift di tentativo – prima iterazione

Attempt Angular Shift	errSS	errCC	errLHV
-0.5	1	53	51
0	0	29	24
0.3	0	29	20
0.5	2	33	15
0.8	2	46	19

Gli errori in tabella corrispondono:

- “**errSS**” (*Errore Steady-state*) al numero di casi che non raggiungono le condizioni stazionarie;
- “**errCC**” (*Errore nei Consistency Check*) al numero di casi in errore sui test di consistenza;
- “**errLHV**” (*Errore negli LHV*) al numero di casi in cui l'errore cumulativo ha superato il range consentito.

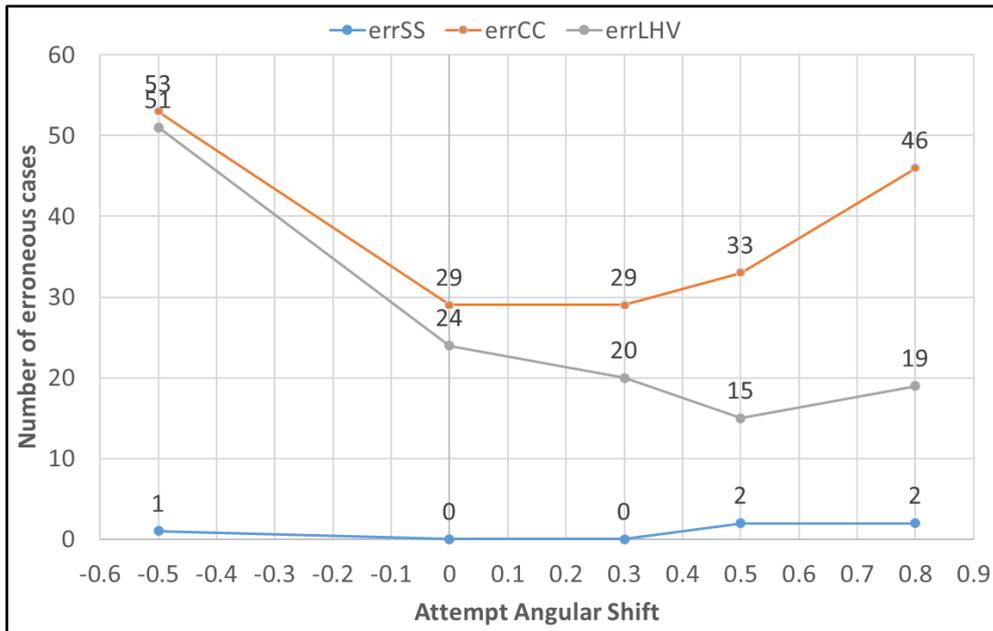


Figura 51: risultati del primo tentativo di calcolo dell'Encoder Error Shift

In tabella 3 sono riportati i valori scelti per il primo tentativo di analisi. I risultati riportati in figura 51 evidenziano che si possono indagare ulteriormente i seguenti due intervalli di Angular Shift:

- 1) il primo, compreso tra 0° e 0.3° , è quello in cui è minimo il numero di casi in errore sui Consistency Checks;
- 2) il secondo, compreso tra 0.3° e 0.5° , è quello in cui è minimo il numero di casi in errore sull' LHV multiplier.

In tabella 4 è presente il dettaglio di questo secondo tentativo:

Tabella 4: risultati casi in errore per ciascun valore di Angular Shift di tentativo – seconda iterazione

Attempt Angular Shift	errSS	errCC	errLHV
-0.5	1	53	51
0	0	29	24
0.1	1	29	22
0.2	2	29	19
0.3	0	29	20
0.4	0	30	14
0.5	2	33	15
0.8	2	46	19

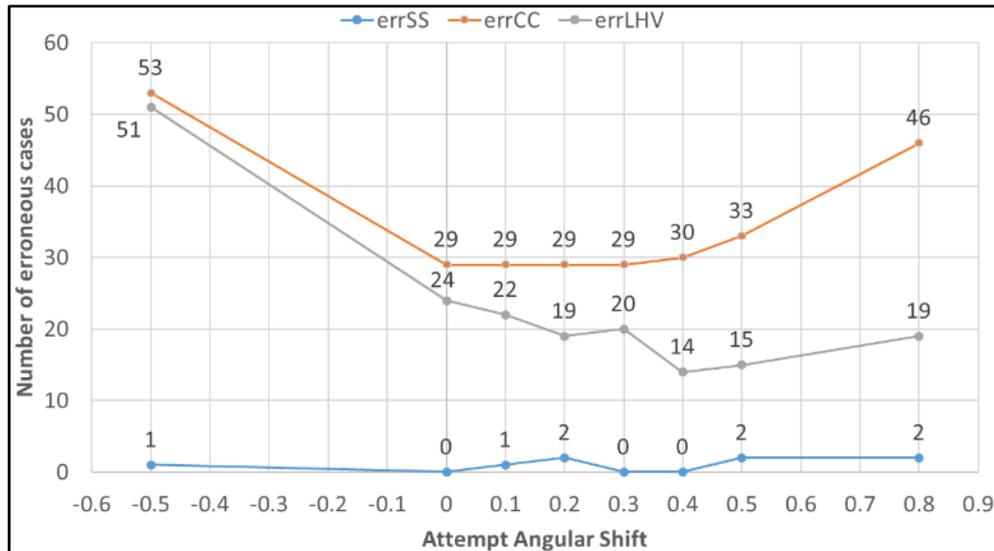


Figura 52: risultati del secondo tentativo di calcolo dell'Encoder Error Shift

I risultati riportati in tabella 4 mostrano che il numero di errori è minimo se si assume che l'Encoder Error Shift sia pari a $+0.4^\circ$.

6.3 Costruzione del modello motore a singolo cilindro

L'analisi TPA (Three Pressure Analysis) viene eseguita su un modello di motore composto da un singolo cilindro. La simulazione della combustione in GT-Power è identica a quella che avverrebbe in un motore composto da più cilindri. Effettuare la simulazione numerica sul modello monocilindrico permette di ridurre il numero di dati da inserire e il tempo di esecuzione di essa. Essa, tuttavia, richiede la conoscenza e, dunque, l'input delle pressioni del fluido sia nel cilindro che nel collettore di aspirazione e scarico, dati che vengono ricavati sperimentalmente.

Il modello GT-Power adottato per l'esecuzione di questa analisi è il seguente:

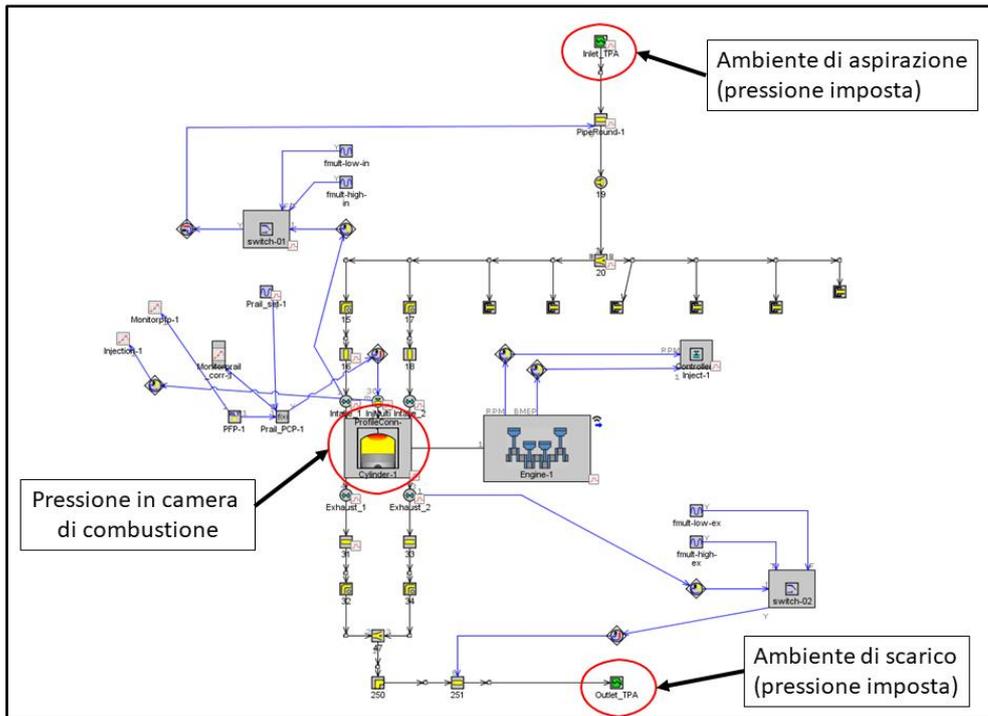


Figura 53: modello monocilindrico con particolare degli ambienti di immissione delle pressioni

In GT-Power dette pressioni devono essere imputate nella finestra dell'oggetto "EndEnvironmentTPA". Esso, in particolare, simula un ambiente a pressione imposta che viene adoperato per l'immissione dei dati di cui sopra.

Attribute	Unit	Object Value
Instantaneous Pressure		P_intake_insta ...
Crank Angle Array for Multi Cycle Data	deg	ign ...
Time-Averaged Pressure/Pressure Shift (Multi Cycle)	See Case S...	[p_intake_main] ...
Cylinder Number for Pressure Phasing and EGR Comp.		def (=1) ...
Pressure Flag		intake
Backflow Heat Transfer Multiplier		def (=0) ...
Time-Averaged Temperature	See Case S...	[IntMan_T_C] ...
Composition (Fresh Charge)		air ...
EGR Fraction (Intake)	See Case S...	[Tot_EGR_target_fracti...]

Figura 54: schermata GT-Power di impostazione ambiente "EndEnvironmentTPA" di aspirazione

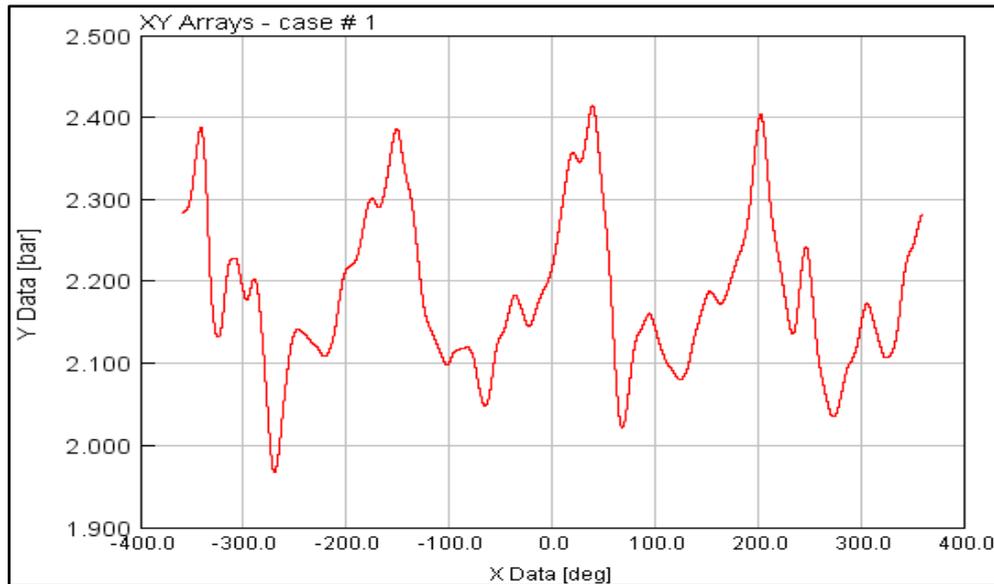


Figura 55: profilo di pressione al collettore imposta in "EndEnvironmentTPA"

L'analisi della figura 54 permette di evidenziare che l'oggetto *EndEnvironmentTPA* per l'ambiente di aspirazione richiede l'inserimento di:

- andamento della pressione di aspirazione in funzione dell'angolo di manovella (figura n. 55);
- il valore medio della pressione all'aspirazione (*dai dati sperimentali*);
- il valore della temperatura all'aspirazione mediata in tempo (*dai dati sperimentali*);
- la percentuale effettiva di EGR all'aspirazione (*dai dati sperimentali*).

L'oggetto *EndEnvironmentTPA* per lo scarico è identico a quello precedentemente preso in considerazione; tuttavia in esso la percentuale di EGR si pone uguale a zero.

Si evidenzia, inoltre, che:

- la temperatura allo scarico mediata in tempo (*Time-Averaged Temperature*) ha minore influenza rispetto a quella in aspirazione in quanto si può escludere a priori il riflusso di gas di scarico nel cilindro attraverso il port;
- in GT-Power, durante la simulazione, vengono determinate anche le fluttuazioni di pressioni dovute alla chiusura delle valvole che modificano le pressioni imposte (dati sperimentali). Per evitare la modifica di esse, si è inserito nel modello GT-Power un oggetto "SWITCH" in grado di annullare queste sovrappressioni spurie.

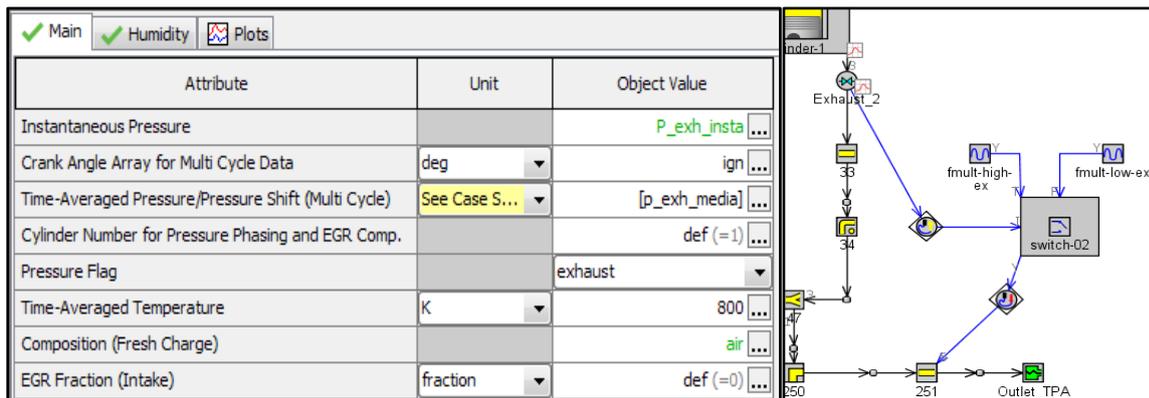


Figura 56: a sinistra, ambiente "EndEnvironmentTPA" di scarico – a destra, particolare switch

Lo switch è collegato alla valvola (figura 56) e funziona in modo che, se essa è aperta il valore del coefficiente d'attrito (*friction multiplier*) assume valore nullo; se essa, invece, è chiusa assume valore 100 (*flusso impedito*).

In ultima analisi, si evidenzia che:

- 1) le lunghezze di discretizzazione degli elementi di aspirazione e scarico sono state imposte secondo i seguenti valori:
 - 0.2 volte la dimensione dell'alesaggio del cilindro per i canali di aspirazione;
 - 0.25 volte la dimensione dell'alesaggio del cilindro per i canali di scarico;
- 2) l'intervallo di aggiornamento degli output riferiti all'angolo di manovella (time Step) è stato impostato al valore massimo di 0.25°.

Le precedenti impostazioni consentono di ridurre al minimo il rumore indesiderato nel segnale di pressione generato nelle parti "EndEnvironmentTPA".

Infine, lo Start Of Cycle nell'oggetto "EngineCrankTrain" è posto al valore di -120° DPMS, compreso tra l'IVC (Intake Valve Closure) e lo Start Of Combustion. Tale valore si è assunto costante poiché il motore non è dotato di attuazione variabile delle valvole (VVA), né di ogni altro strumento che possa modificare l'IVC.

Inoltre, gli Start Of Combustion assumono sempre valori compresi entro i 40° PPMS: il valore inserito per lo Start Of Cycle è accettabile per tutti i punti motore simulati.

6.4 Risultati dell'analisi TPA (Three Pressure Analysis)

L'esecuzione dell'analisi TPA permette di ricavare un burn rate per ciascun punto motore analizzato. I burn rate così ricavati sono stati successivamente inseriti in un modello non predittivo per determinare gli errori su Massima Pressione in camera, MFB50 e IMEP.

L'analisi TPA mette a disposizione dei test di consistenza come ausilio per individuare eventuali incongruenze nei dati inseriti o nel burn rate ottenuto. In figura 57 si riportano i valori dei consistency check per ciascun punto motore (case) analizzato. Si tenga presente che il valore 1 indica buona consistenza, mentre il valore 0 indica che il test di consistenza non è stato passato.

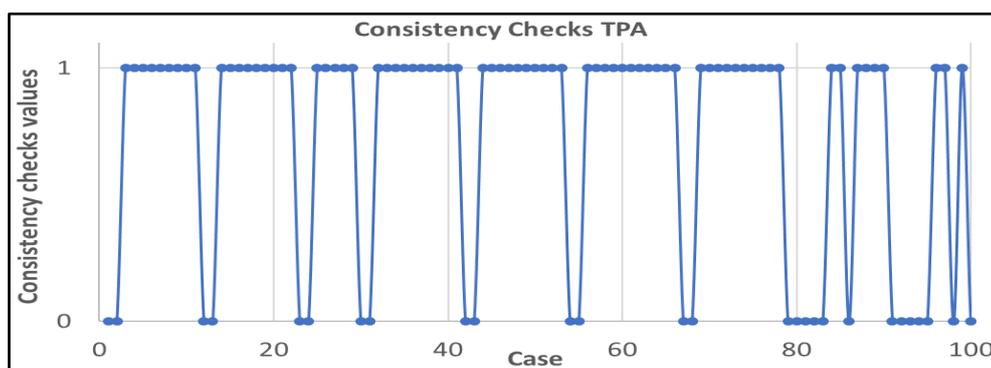


Figura 57: valori dei consistency check a valle della analisi TPA

Il numero e i tipi di errore ottenuti dall'analisi TPA è riportato in tabella 5. In un punto motore si è verificato sia un errore di "Missing Fuel Fraction" che di "Non Zero Cumulative Burn During Compression".

Tabella 5: Errori Analisi TPA

Errori analisi TPA	
Consistency Check pari a 0	30
Errori LHV Multiplier	14
Errori Non Zero Cum Burn in Compression	10
Errori Missing Fuel Fraction	7

Di seguito si riporta la mappa motore completa con il dettaglio dei punti che hanno o meno passato i test di consistenza.

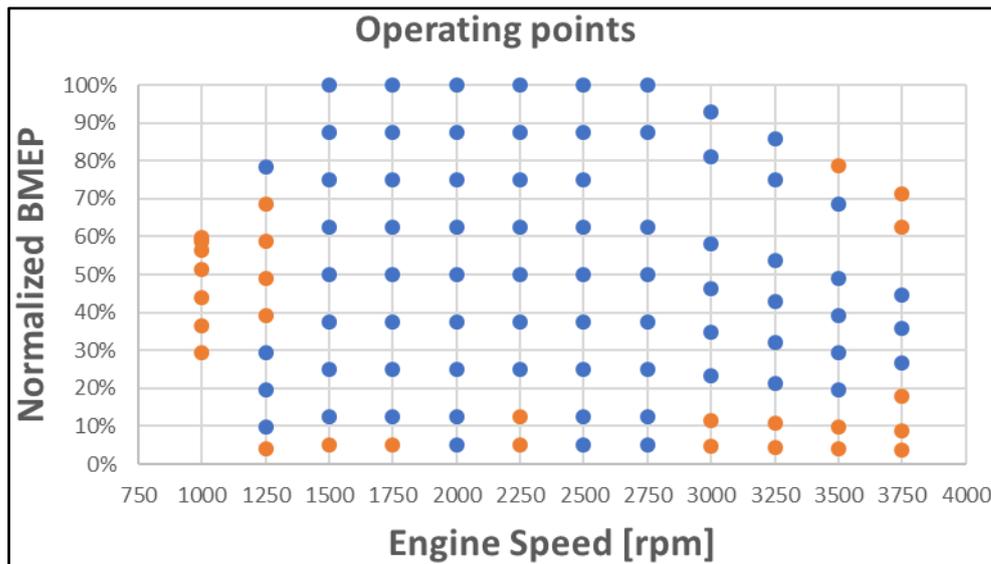


Figura 58: – in blu, Consistency Checks = 1 - in arancione, Consistency Checks = 0

In seguito al loro calcolo, i burn rate dei punti risultati coerenti con i dati sperimentali (in blu in figura 58) sono stati inseriti all'interno del modello dettagliato quattro cilindri con l'obiettivo di valutare l'errore nella misurazione delle seguenti grandezze:

- angolo di manovella per cui la frazione di massa bruciata sia pari al 50% (MFB50 - 50% Mass fraction burned);
- massima pressione in camera di combustione (Maximum Incylinder Pressure);
- pressione Media Indicata (IMEP - Indicated Mean Effective Pressure).

Nei grafici seguenti tutti i parametri, ottenuti da una forward run non predittiva sul modello dettagliato a quattro cilindri, sono stati messi a confronto con le stesse grandezze rilevate sul modello monocilindrico a valle dell'analisi TPA.

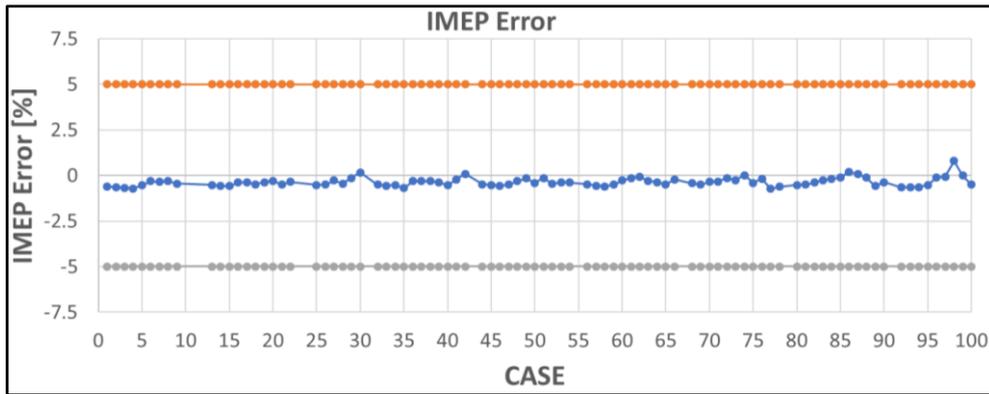


Figura 59: errore percentuale dell'IMEP del modello predittivo rispetto ai valori della TPA

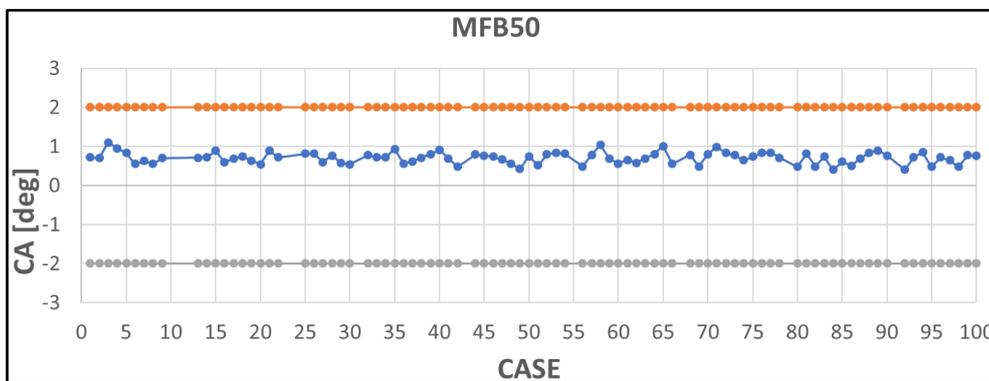


Figura 60: errore del Mass Fraction Burned 50% del modello predittivo rispetto alla TPA

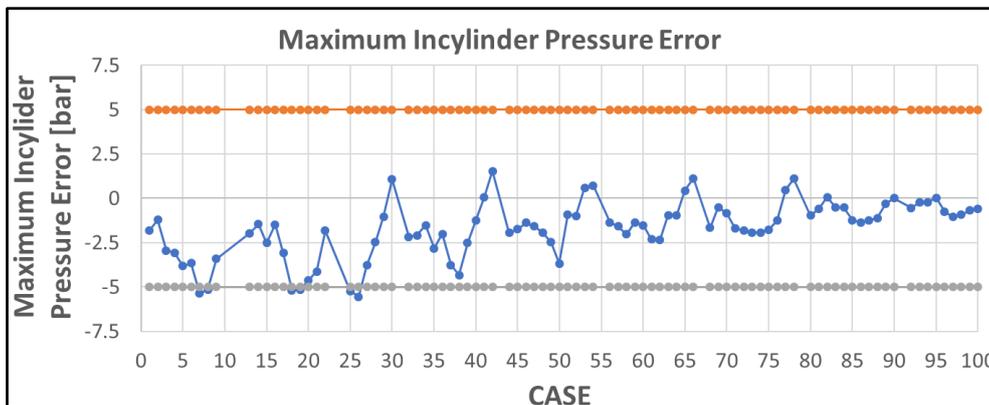


Figura 61: errore della PFP del modello non predittivo rispetto ai valori della TPA

Ne consegue che gli errori medi in ciascuna delle tre categorie di errore sono:

Tabella 6: intervalli di variabilità dei coefficienti di calibrazione DIPulse

Errori medi modello non predittivo		
Mean MFB50	-0.37	deg
Max Pressure	-1.67	bar
IMEP	0.70	%

Il confronto dei dati sinora determinati conferma la bontà del modello adottato, poiché tutte le grandezze confrontate a valle di esso sono all'interno dei limiti di errore suggeriti dal produttore del programma GT-Power.

Capitolo 7. Costruzione del modello predittivo

Completata la validazione del modello dettagliato con burn rate imposto, cioè quel modello motore in cui vengono imposti i burn rate ricavati dalla precedente analisi TPA caso per caso, il prossimo step consiste nella calibrazione della combustione predittiva.

La combustione viene definita predittiva, poiché attraverso la definizione di quattro coefficienti correttivi delle leggi che regolano la combustione, predice, entro un certo margine d'errore, il funzionamento del motore anche in punti della sua mappa diversi da quelli effettivamente usati per la calibrazione del modello.

La procedura di calibrazione è stata attuata attraverso l'Integrated Design Optimizer di GT-Power, con lo scopo di determinare i coefficienti di calibrazione in modo da minimizzare il RMSE (radice dell'errore quadratico medio) fra il burn rate ottenuto dall'analisi TPA e quello predetto dal modello della combustione.

A valle di questa procedura, avviene la calibrazione delle emissioni di NO_x, basata sulla determinazione di altri due coefficienti correttivi delle equazioni che regolano il “meccanismo di Zeldovich esteso”.

Al termine della fase di calibrazione si è passati alla validazione di essa così effettuando delle comparazioni grafiche su alcuni parametri di rilievo.

7.1 Impostazione del modello per la calibrazione

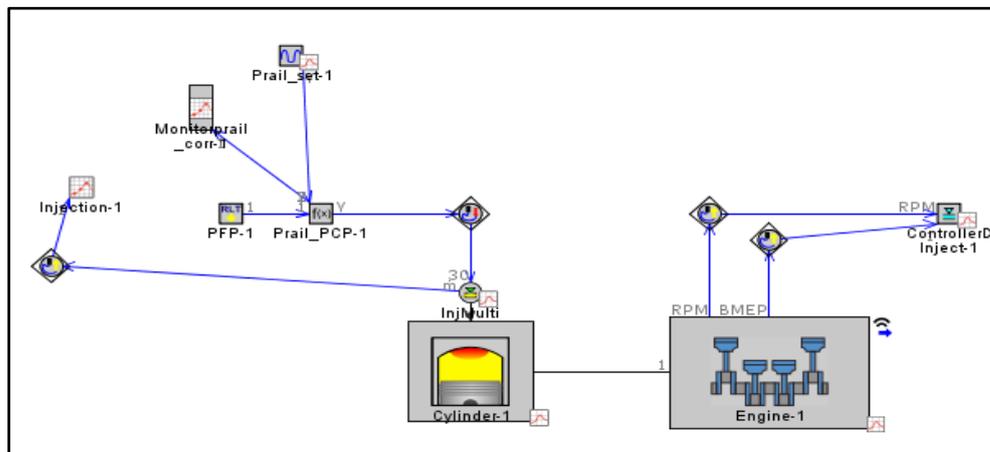


Figura 62: modello utilizzato per la calibrazione DIPulse

Per la calibrazione DIPulse viene settato un modello che comprende soltanto le caratteristiche geometriche e fluidodinamiche dell'iniettore, del cilindro e del motore.

Questo modello, direttamente collegato a quello risultante dall'analisi TPA, ai fini della calibrazione esegue una Closed Volume Analysis, cioè una simulazione che studia l'evoluzione della carica nella camera di combustione dall'istante di chiusura della valvola di aspirazione (IVC) all'istante di apertura della valvola di scarico (EVO), studiando l'evoluzione termodinamica della carica contenuta nella camera stessa. Il modello rende disponibile dei grafici in cui sono confrontate le pressioni sperimentali, le pressioni derivanti dalla simulazione non predittiva (nel seguito indicate come simulate), le pressioni derivanti dall'impostazione della simulazione predittiva (nel seguito indicate come predette) e i burn rate simulati e predetti rilevati sul modello monocilindrico.

I quattro parametri di calibrazione della combustione delle formule sperimentali indicate in precedenza sono i seguenti:

- Entrainment Rate Multiplier;
- Ignition Delay Multiplier;
- Premixed Combustion Rate Multiplier;
- Diffusion Combustion Rate Multiplier.

La calibrazione viene effettuata attraverso il tool Integrated Direct Optimizer di GT-Power e funziona calcolando un set di combinazioni dei quattro coefficienti dei quali viene scelto

quello che determina il minimo errore RMS fra il burn rate predetto e simulato. Vanno, dunque, forniti degli intervalli di massima variabilità di ciascuno dei quattro coefficienti. In tabella 7 sono mostrati gli intervalli consigliati dalla guida GT-Power ed inseriti in fase di setup della calibrazione.

Tabella 7: intervalli di variabilità dei coefficienti di calibrazione DIPulse

Valori dei coefficienti DIPulse	Minimo	Massimo
Entrainment Rate Multiplier	0.95	2.80
Ignition Delay Multiplier	0.30	1.70
Premixed Combustion Rate Multiplier	0.05	2.50
Diffusion Combustion Rate Multiplier	0.40	1.40

7.2 Scelta dei punti motore per la calibrazione

La scelta dei punti sperimentali su cui eseguire la calibrazione deve normalmente avvenire, trovando una sintesi fra la necessità di ridurre i tempi di calcolo, che richiede un ridotto numero di punti, e la necessità di ottenere dei risultati accurati, per cui sono richiesti un numero maggiore di punti.

Allo scopo di massimizzare le possibilità di successo della calibrazione, questa è stata effettuata eliminando, dal set di punti motore di partenza, i punti motore per i quali di verifica che:

- 1) Dosatura relativa $\lambda < 1.2$;
- 2) Velocità del motore pari a mille giri al minuto.

In figura 63 si riporta la mappa motore in cui in blu sono indicati i punti utilizzati per la calibrazione del modello predittivo; mentre in arancione sono indicati i punti scartati.

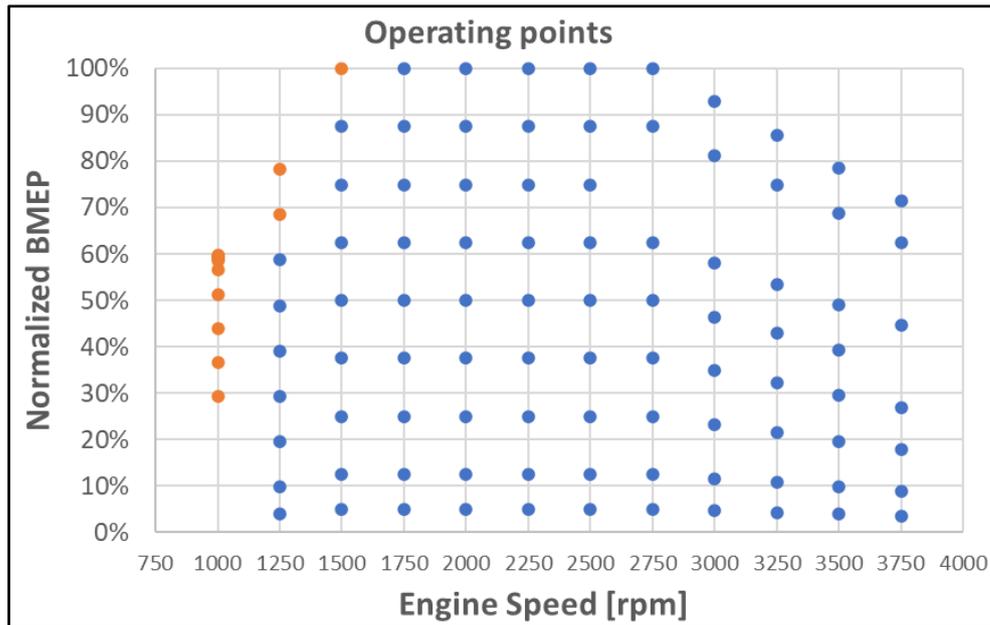


Figura 63: mappa motore – in blu sono rappresentati i punti utilizzati per la calibrazione DIPulse

7.3 Tipi di calibrazioni implementate

La guida GT-Power Technologies richiede che la calibrazione DIPulse venga effettuata in modo che l'errore RMS (radice dell'errore quadratico medio), calcolato fra il burn rate predetto e quello simulato, sia il minore possibile.

Allo scopo sono state sviluppate due tipi di calibrazioni:

- **calibrazione Single-set:** individua una quaterna dei quattro coefficienti di calibrazione, validi per tutta la mappa motore;
- **calibrazione Independent:** individua una quaterna di valori per ciascun punto motore.

Al termine di ciascuna calibrazione, si è predisposta una forward run predittiva sul modello monocilindrico al fine di valutare in termini numerici le differenze fra i valori determinati dall'algorithmo predittivo e quelli dei cicli di riferimento. Si ricavano così delle mappe che esprimono gli errori su Maximum Incylinder Pressure, MFB50 e IMEP.

Secondo quanto espresso dalla guida della Gamma Technologies, gli errori massimi perché un punto si possa considerare accettabile sono i seguenti:

Tabella 8: range massimi di errore di IMEP, Peak Pressure e MFB50

Parametro	Unità di misura	Limite di Errore
IMEP % Error During Combustion	%	+/- 5
Peak Pressure Error	bar	+/- 5
MFB50	Crank Angular degrees	+/- 2

7.4 Calibrazione Single-set

In tabella 9 sono riportati i valori dei coefficienti correttivi corrispondenti alla calibrazione Single-set che prevede la determinazione di quattro coefficienti correttivi validi su tutta la mappa motore.

Tabella 9: valori coefficienti di calibrazione DIPulse Single-set

Valori coefficienti Single-set	
Entrainment Rate Multiplier	1.77
Ignition Delay Multiplier	0.75
Premixed Combustion Rate Multiplier	0.98
Diffusion Combustion Rate Multiplier	0.74

In figura 64 si riporta il valore dell'errore RMS fra il burn rate simulato e quello predetto (il valore simulato è ricavato dalla reverse combustion simulation).

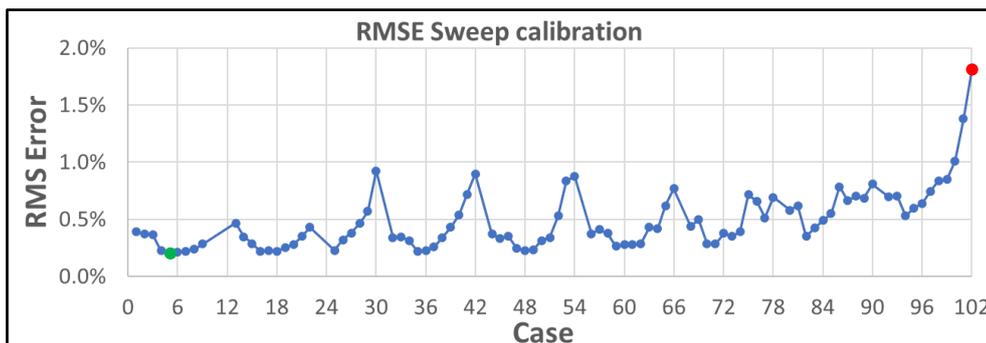


Figura 64: RMSE del burn rate predetto vs simulato della calibrazione Single-set

In figura 64 si possono riconoscere il caso migliore, in verde, e il caso peggiore, in rosso, corrispondenti ai punti col minore e maggiore errore. Il dettaglio dell'errore ottenuto è riportato nella tabella 10.

Di questi casi si analizza il best case e il worst case che possiamo individuare in figura e corrispondono ai seguenti punti operativi:

Tabella 10: dettaglio del best case e del worst case per la calibrazione Single-set

Case type	Case number	Burn Rate RMSE
Best	5	0.20%
Worst	102	1.81%

Nelle figure che seguono si riporta un confronto visivo fra i risultati ottenuti in termini di pressioni in camera, burn rate e cumulative burn rate per il best case e il worst case.

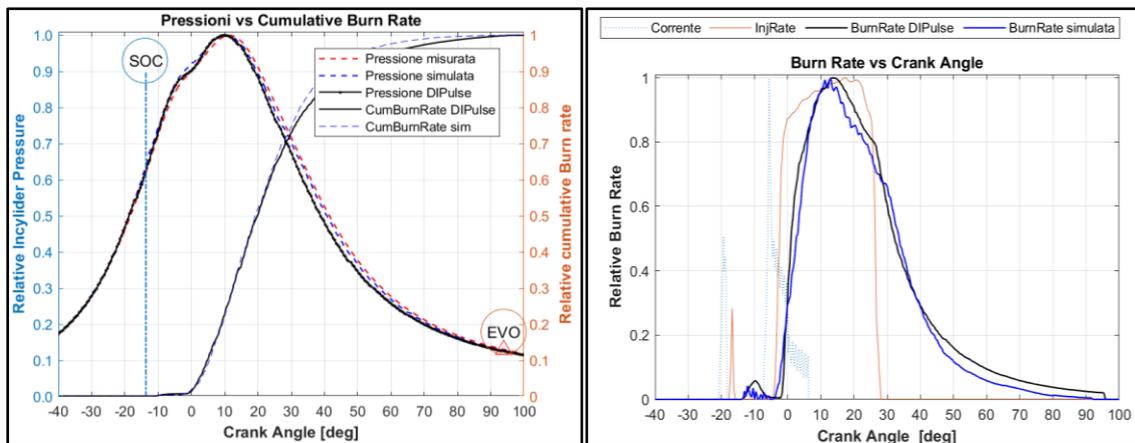


Figura 65: best case - case 5 - 2750 rpm x 100% carico

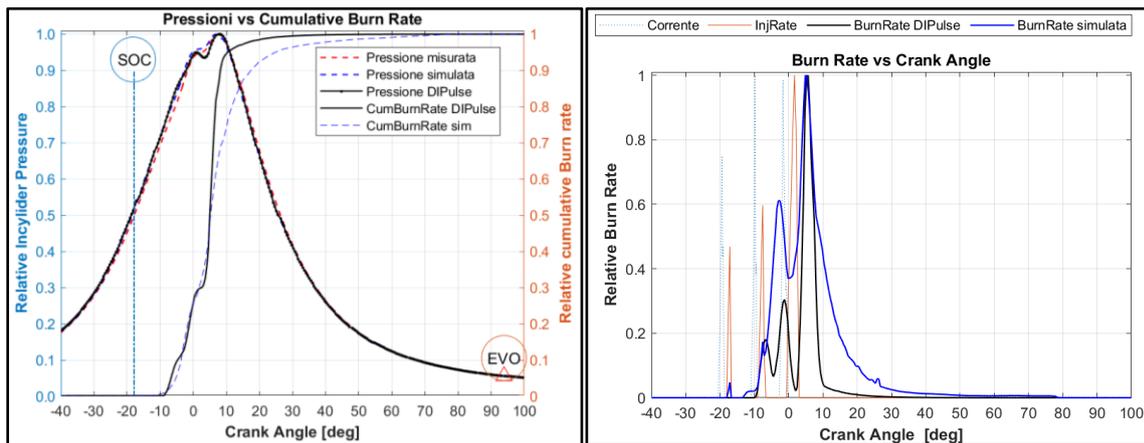


Figura 66: worst case - case 102 - 1750 rpm x 0.96% carico

Le figure seguenti mostrano l'effetto della variazione della velocità sul burn rate e sulla previsione della pressione che si stabilisce nella camera di combustione.

Tabella 11: dettaglio dei casi ad uguale carico

Case Number	Engine speed [rpm]	Load [%]
41	1500	62
40	1750	62
37	2500	62

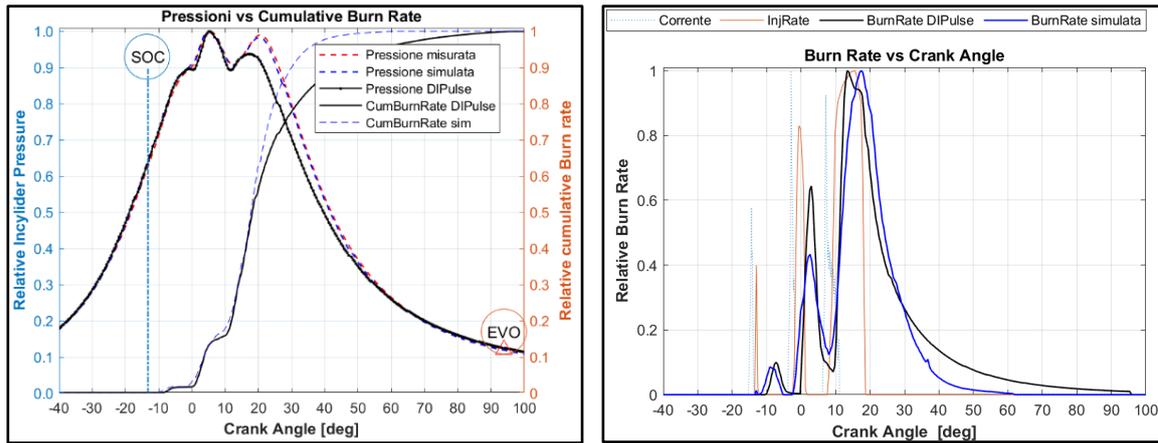


Figura 67: case 41 - a sinistra, pressione in camera e cum. burn rate – a destra, burn rate

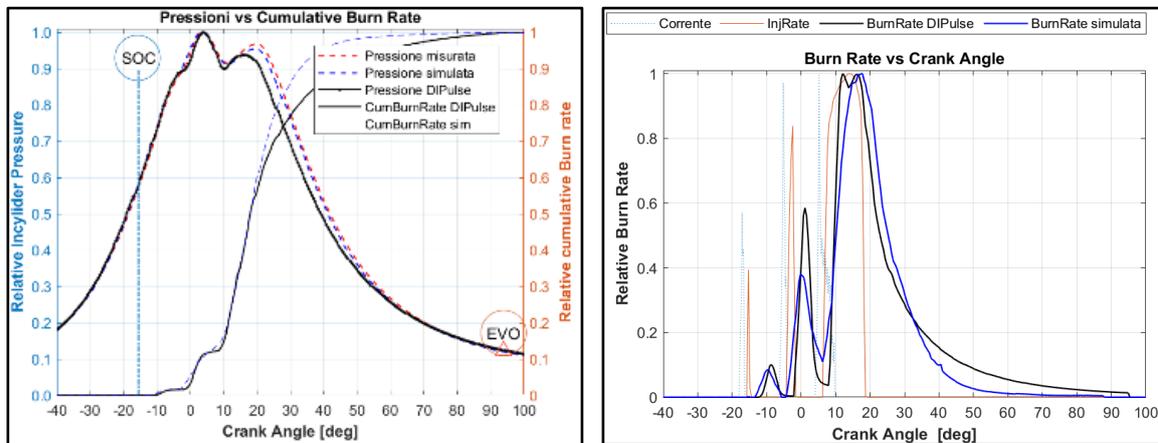


Figura 68: case 40 - a sinistra, pressione in camera e cum. burn rate – a destra, burn rate

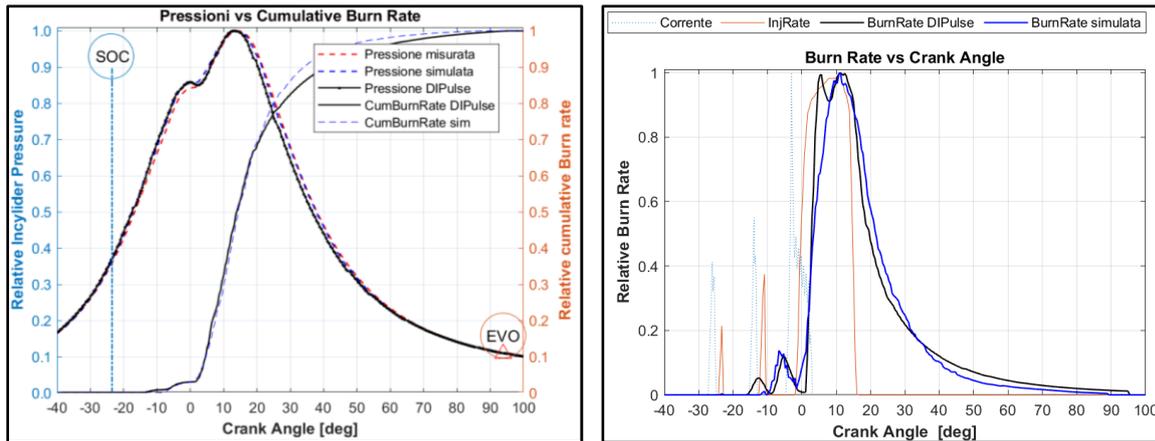


Figura 69: case 37 - a sinistra, pressione in camera e cum. burn rate – a destra, burn rate

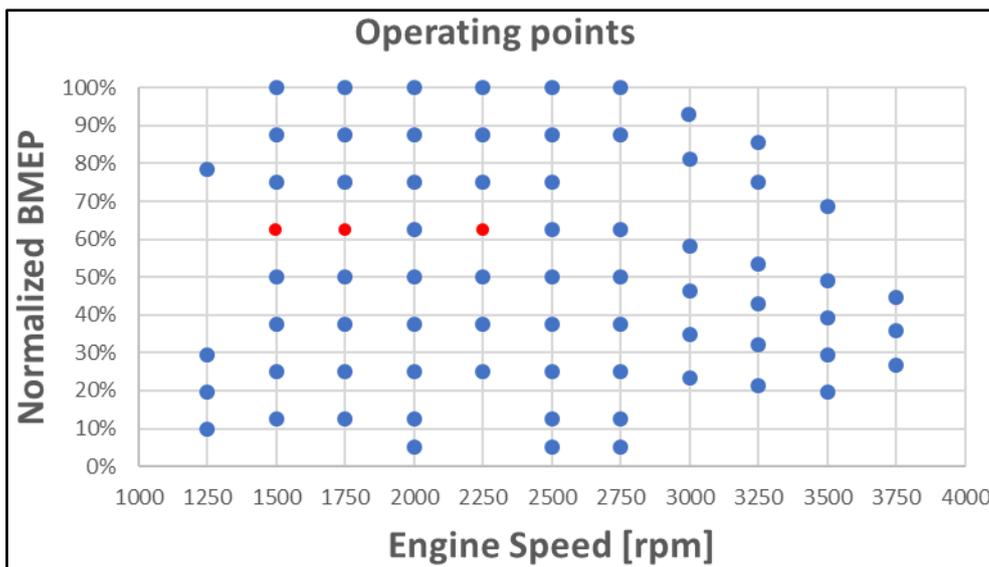
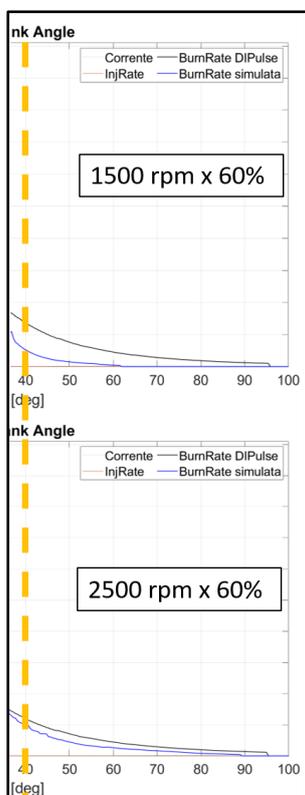


Figura 70: mappa motore con specifica dei punti a carico costante analizzati

Osservando più attentamente le figure 67, 68 e 69, si può vedere che, al ridursi della velocità del motore, la pressione predetta raggiunge valori più bassi rispetto a quelli determinati a velocità maggiori. Ciò è dovuto al fatto che la combustione predetta ha una durata complessiva maggiore di quella reale. Analizzando la figura a sinistra nella pagina successiva, infatti, si ha che l'area sottesa dalla curva "BurnRate DIPulse" è maggiore di quella sottesa dalla curva "BurnRate simulata", a dimostrazione del fatto che la combustione predetta ha un decorso più lento di quella reale. Ciò si traduce in un picco di pressione minore, poiché in prossimità del punto morto superiore, a parità di volume in

camera di combustione, sarà bruciata una quantità di combustibile inferiore rispetto a quella misurata e quindi sarà inferiore il rilascio termico e inferiore il picco di pressione.

Tale effetto, comunque, si riduce all'aumentare della velocità del motore, risultando quasi



nullo a velocità intermedie, dove l'effetto sembra annullarsi del tutto. Ciò è evidente se si analizzano i grafici per il punto 2500x60% in cui si verifica una sostanziale sovrapposizione delle pressioni predette e simulate.

L'analisi degli andamenti di pressione per diverse velocità mette in evidenza un altro aspetto interessante: ragionando a parità di carico, posto che la quantità di combustibile iniettata sia all'incirca la stessa al variare del numero di giri, l'area sottesa alla curva del burn rate deve essere la stessa poiché uguale dovrà essere l'energia ottenuta dalla combustione della stessa quantità di combustibile. Si può notare, inoltre, che l'inizio della combustione viene sempre più anticipato a mano a mano che aumenta la velocità di rotazione del motore. Infatti, poiché il fenomeno della combustione non incrementa in rapidità contestualmente all'aumento della velocità del motore, si

verifica la necessità di anticipare sempre di più l'istante di inizio dell'iniezione per sopperire al fatto che all'aumentare del numero di giri si incrementa sempre di più la durata angolare della combustione.

Nelle figure seguenti sono mostrati gli effetti della variazione del carico sulla combustione predittiva.

Tabella 12: dettaglio dei casi ad uguale velocità motore

Case Number	Engine speed [rpm]	Load [%]
74	2250	25
50	2250	50
19	2250	87

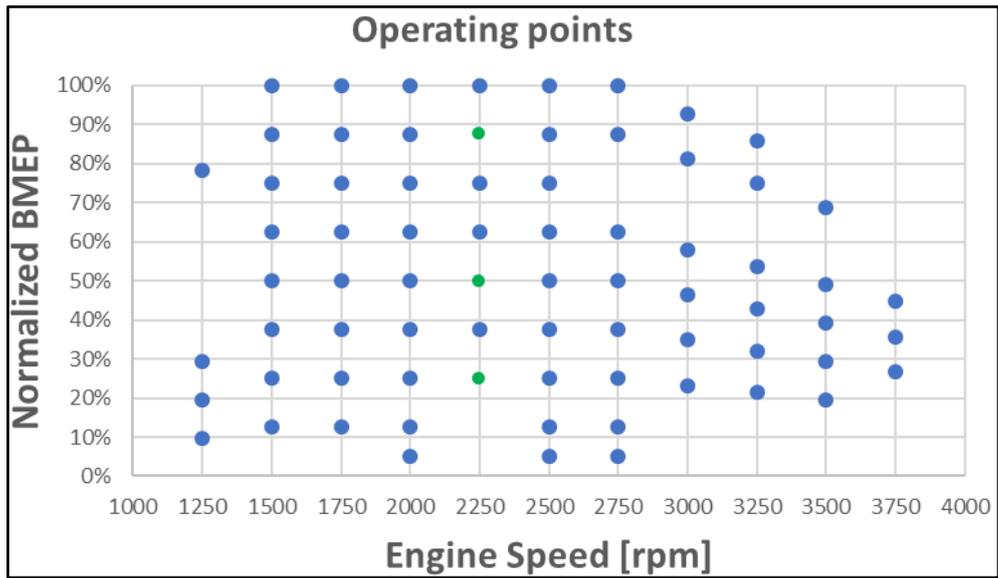


Figura 71: mappa motore - in verde, i punti analizzati a velocità costante

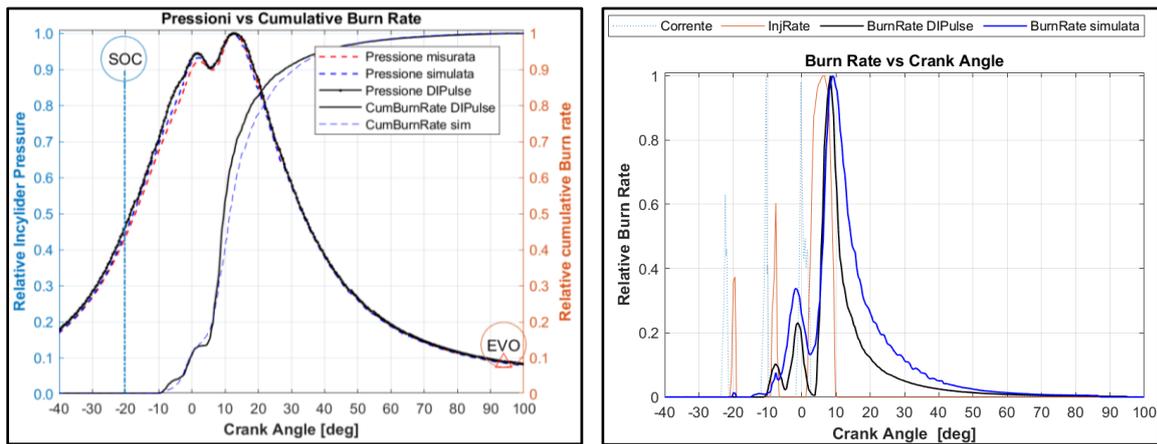


Figura 72: case 74 - a sinistra, pressione in camera e cum. burn rate – a destra, burn rate

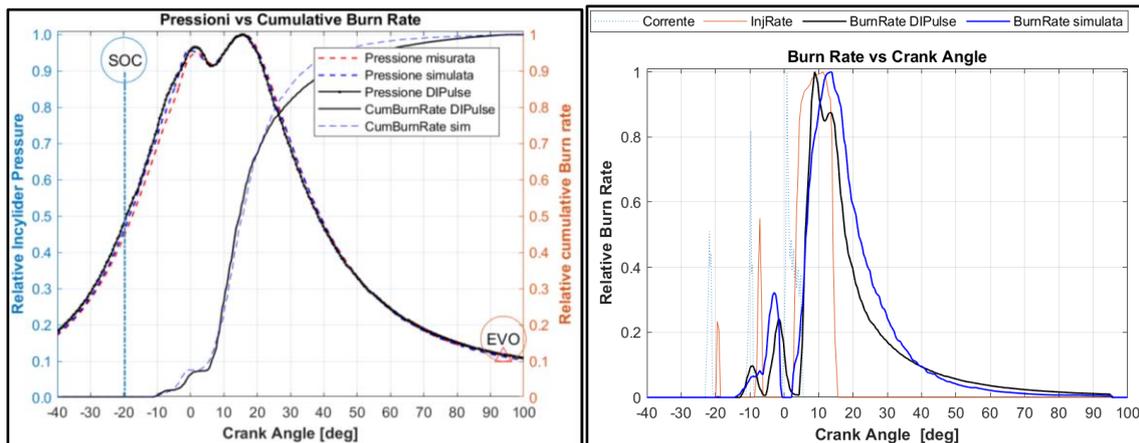


Figura 73: case 50 - a sinistra, pressione in camera e cum. burn rate – a destra, burn rate

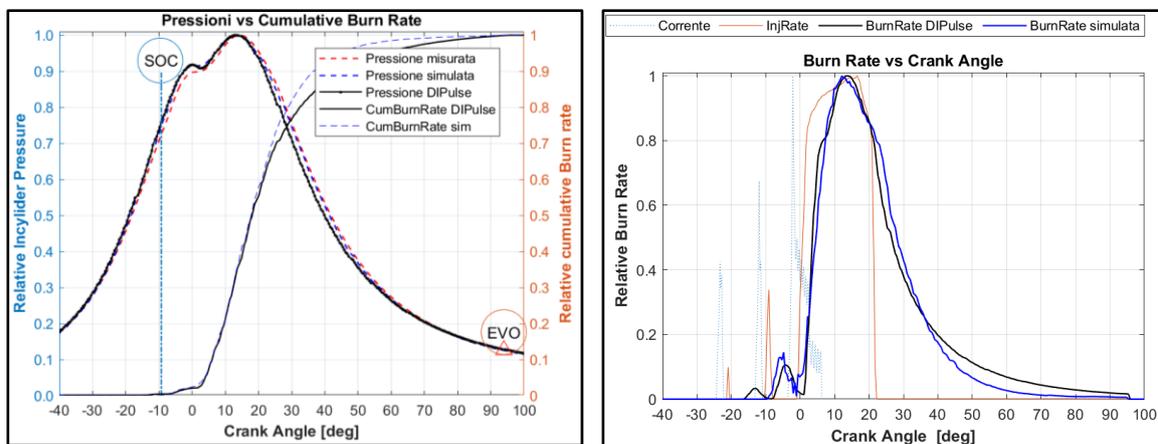


Figura 74: case 19 - a sinistra, pressione in camera e cum. burn rate – a destra, burn rate

L'effetto della variazione del carico non ha un grosso impatto sulla determinazione della pressione in camera. Si nota, invece, un errore nella determinazione del burn rate tanto più marcato al diminuire del carico.

Si riportano, infine, i grafici relativi agli errori sulla predizione di **IMEP**, **Massima pressione in camera** e **MFB50** determinati eseguendo una forward run sul modello monocilindrico. Si tenga presente che:

- gli errori sono calcolati rispetto ai valori predetti con riferimento a quelli simulati;
- i punti motori sono stati organizzati in ordine crescente di carico al fine di metterne in evidenza gli effetti.

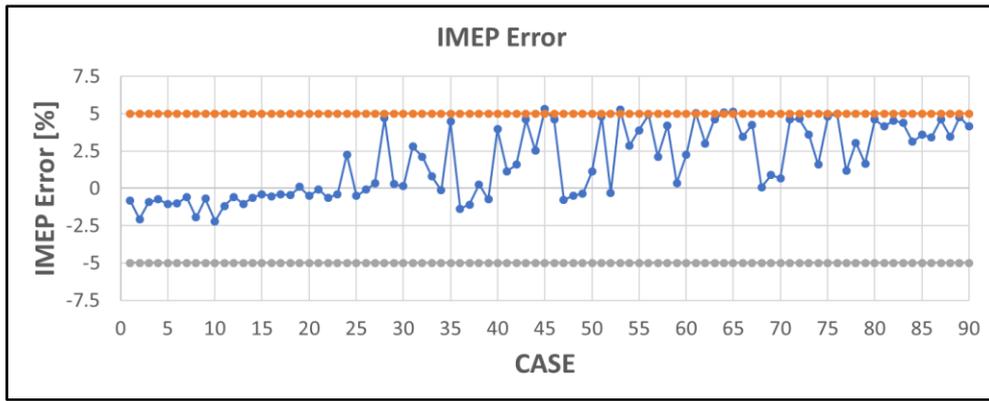


Figura 75: errore percentuale dell'IMEP del modello predittivo rispetto ai risultati della TPA

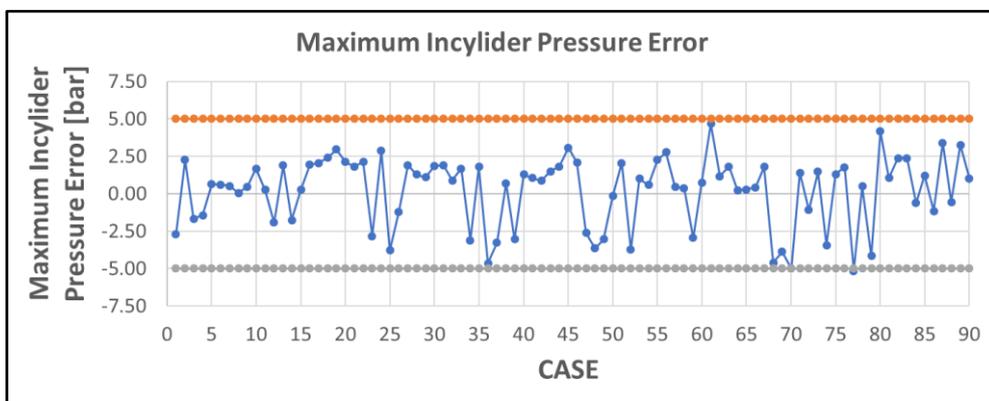


Figura 76: errore della PFP del modello predittivo rispetto ai risultati della TPA

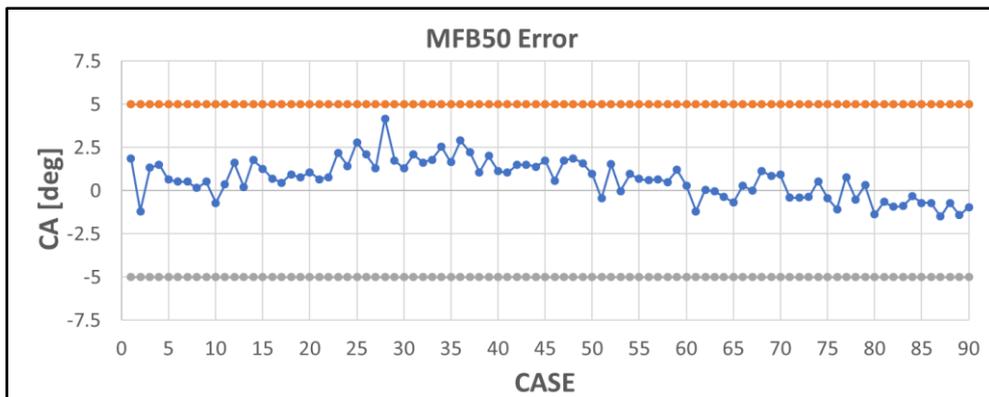


Figura 77: errore dell'MFB50 del modello predittivo rispetto ai risultati della TPA

Si nota che al crescere del carico si ha la riduzione dell'errore su MFB50 e il contestuale incremento dell'errore sull'IMEP.

In tutti i casi, comunque, i valori riportati sono all'interno delle bande di errore valide per ciascuna grandezza analizzata, perciò il modello Single-set può essere accettato. Nelle

figura 78, 79 e 80 si riportano, per maggiore chiarezza, i valori degli errori delle varie grandezze sulla mappa motore. Nulla si aggiunge a quanto detto in precedenza.

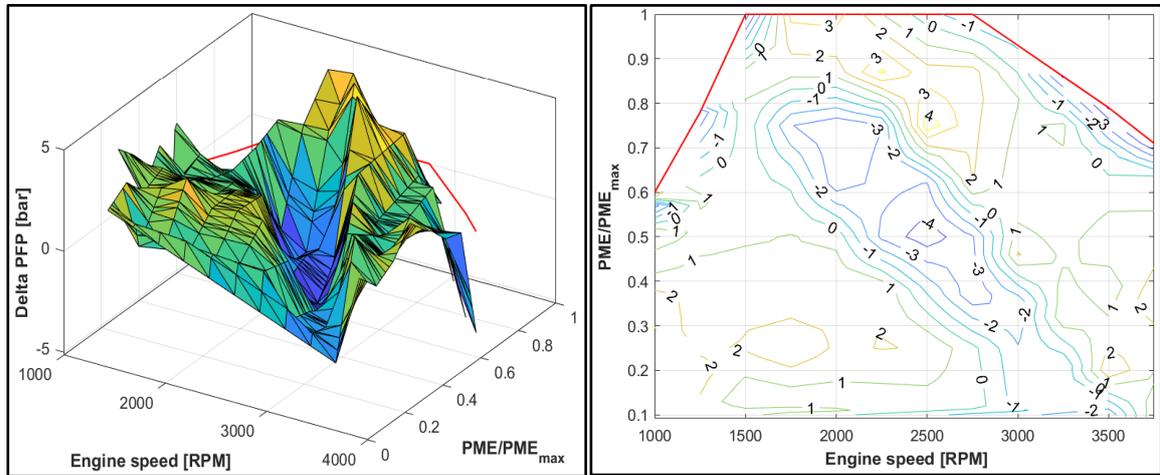


Figura 78: mappe errore PFP – calibrazione Single-set

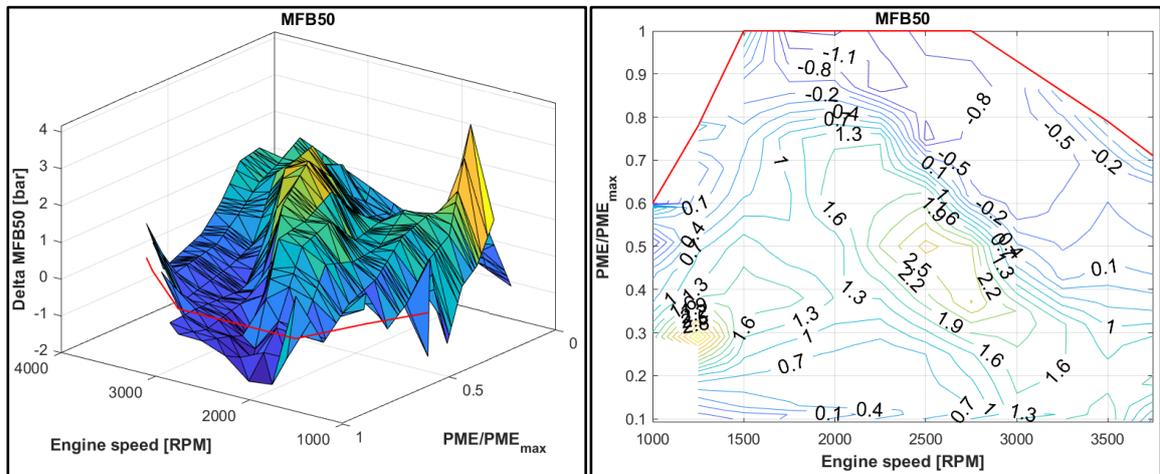


Figura 79: mappe errore MFB50 – calibrazione Single-set

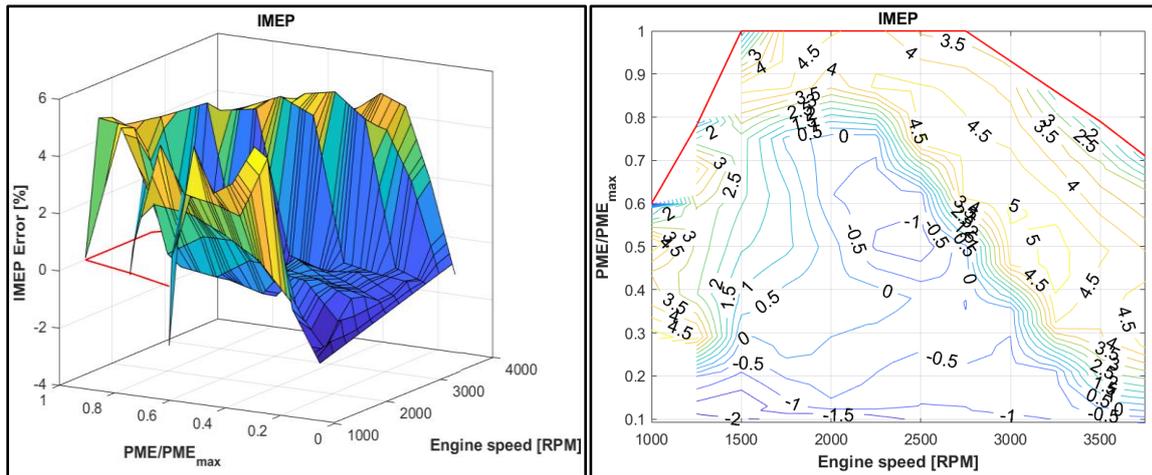


Figura 80: mappe errore IMEP – calibrazione Single-set

7.5 Calibrazione Independent

La calibrazione Independent avviene ottimizzando ciascun punto motore in modo indipendente. Dato che si hanno 91 punti su cui effettuare la calibrazione e che per ognuno di essi vi sono quattro coefficienti di correzione, in totale si hanno 364 valori dei coefficienti di correzione che verranno opportunamente inseriti in quattro diverse “lookup map”, una per ciascun coefficiente correttivo, in modo che al variare della velocità del motore e del carico, sia possibile interpolare i valori più corretti di ciascun coefficiente.

Il vantaggio dell'utilizzo di questa configurazione consiste nella possibilità di ridurre la scarsa accuratezza della valutazione del burn rate che è tipica della calibrazione Single-set. Anche in questa sede, la procedura di calibrazione è stata attuata attraverso l'Integrated Design Optimizer di GT-Power con lo scopo di determinare i coefficienti di calibrazione in modo da minimizzare la RMSE (radice dell'errore quadratico medio) fra il burn rate simulato (ottenuto a valle della reverse run) e quello predetto dal modello della combustione.

Vengono di seguito mostrate le mappe corrispondenti ai valori assunti dai quattro coefficienti di correzione per ciascun punto motore:

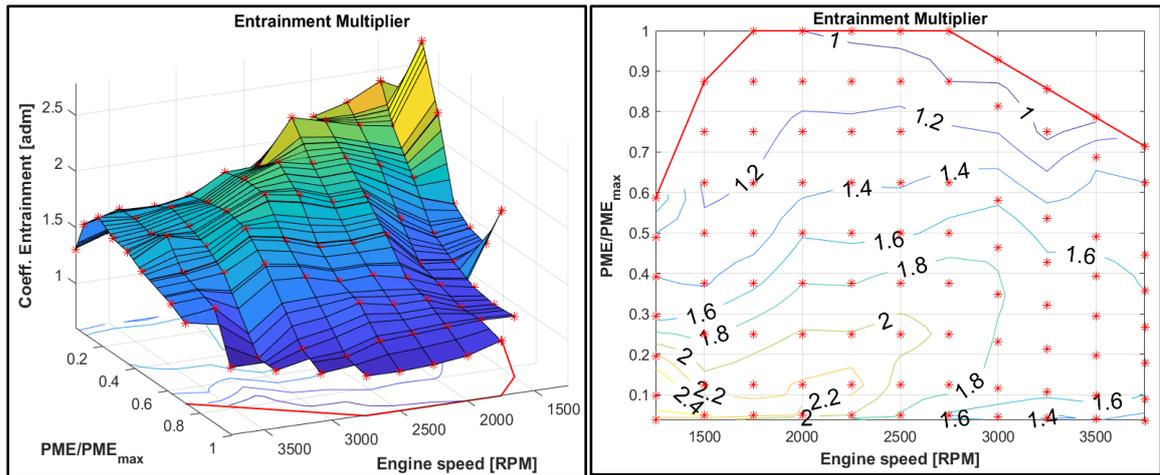


Figura 81: mappe motore con valori dell'Entrainment Multiplier

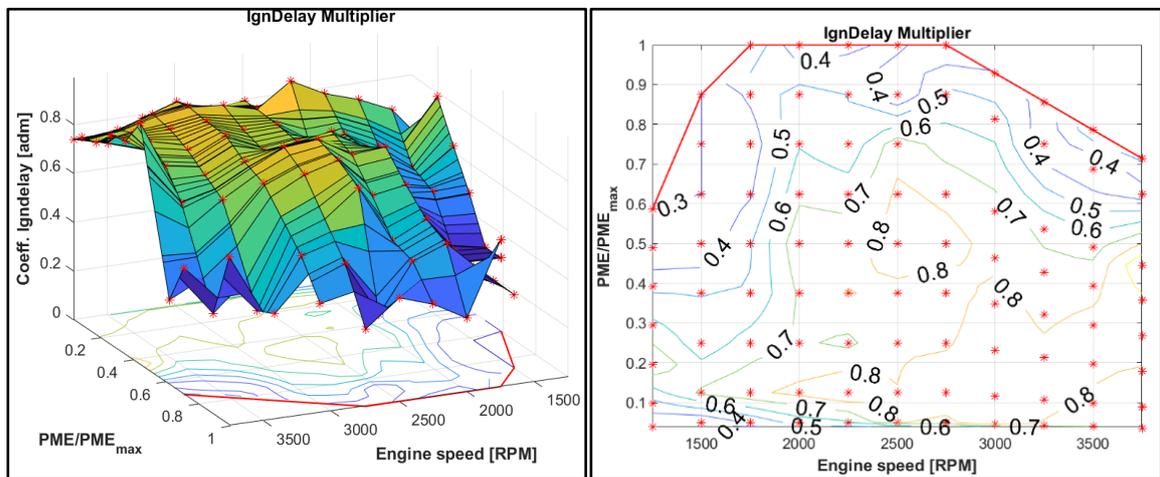


Figura 82: mappe motore con valori dell'Ignition Delay Multiplier

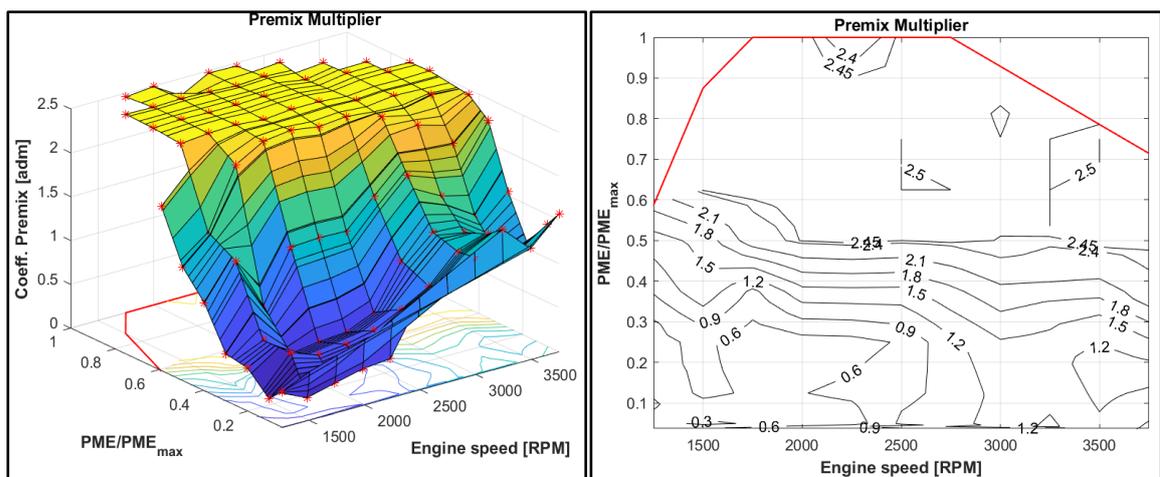


Figura 83: mappe motore con valori del Premix Multiplier

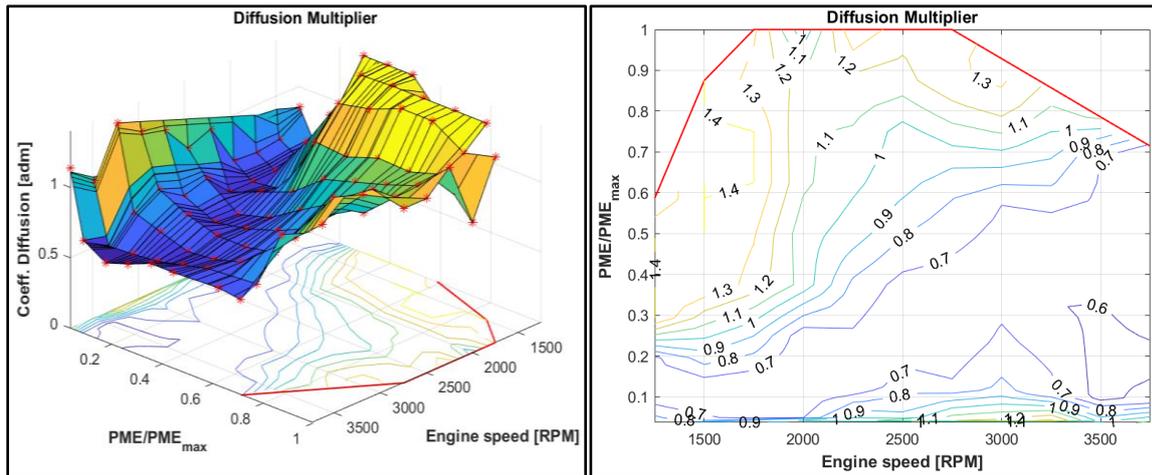


Figura 84: mappe motore con valori del Diffusion Multiplier

In figura 85 è riportato l'errore RMS del burn rate predetto rispetto a quello simulato.

Si riportano di seguito i grafici dettagliati del caso migliore e peggiore, riportati in tabella 13:

Tabella 13: dettaglio del best case e del worst case per la calibrazione Independent

Case type	Case number	Burn Rate RMSE
Best	5	0.133%
Worst	97	1.4%

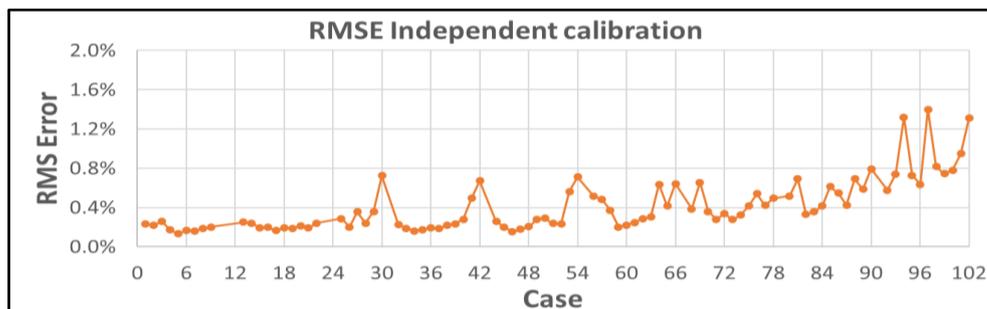


Figura 85: RMSE del burn rate predetto vs simulato della calibrazione Independent

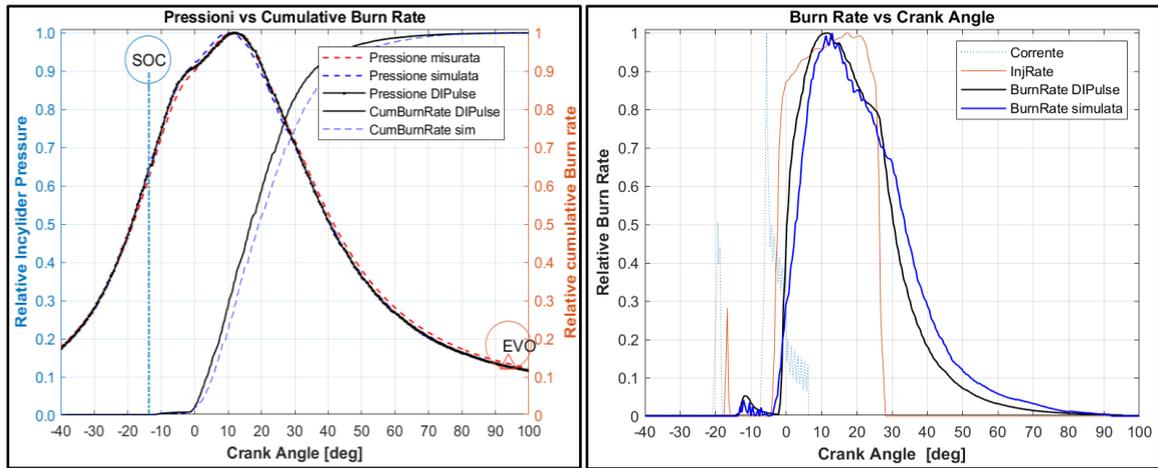


Figura 86: best case - case 5 - 2750 rpm x 100% carico

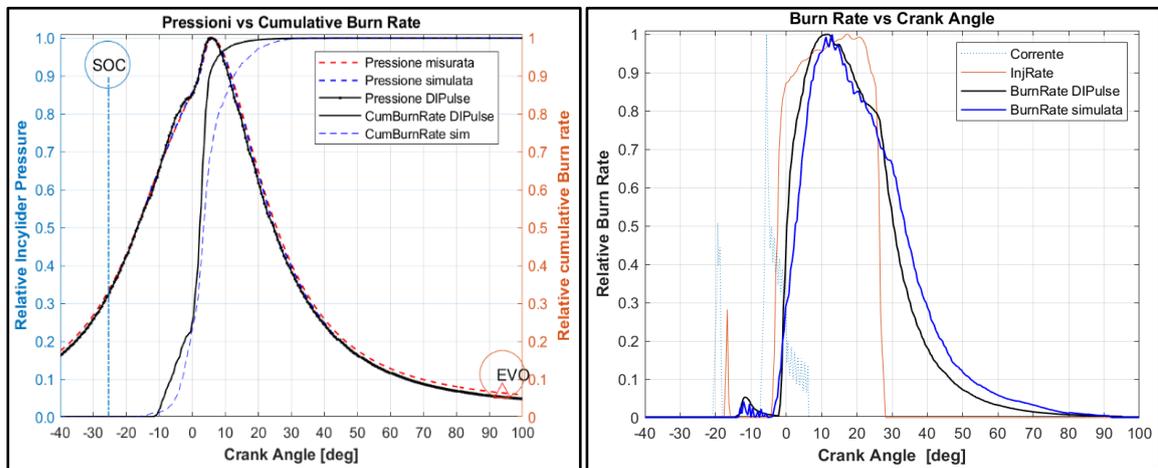


Figura 87: worst case – case 97 – 2500 rpm x 5% carico

Di seguito si analizzano i risultati della calibrazione al variare della velocità del motore.

Tabella 14: dettaglio dei casi ad uguale carico

Case Number	Engine speed [rpm]	Load [%]
41	1500	62
40	1750	62
37	2500	62

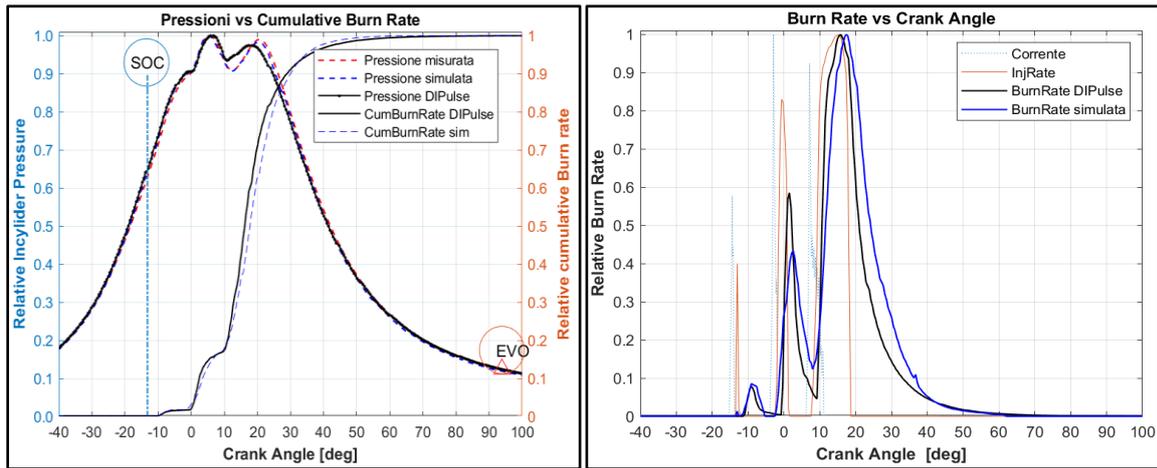


Figura 88: case 41 - a sinistra, pressione in camera e cum. burn rate – a destra, burn rate

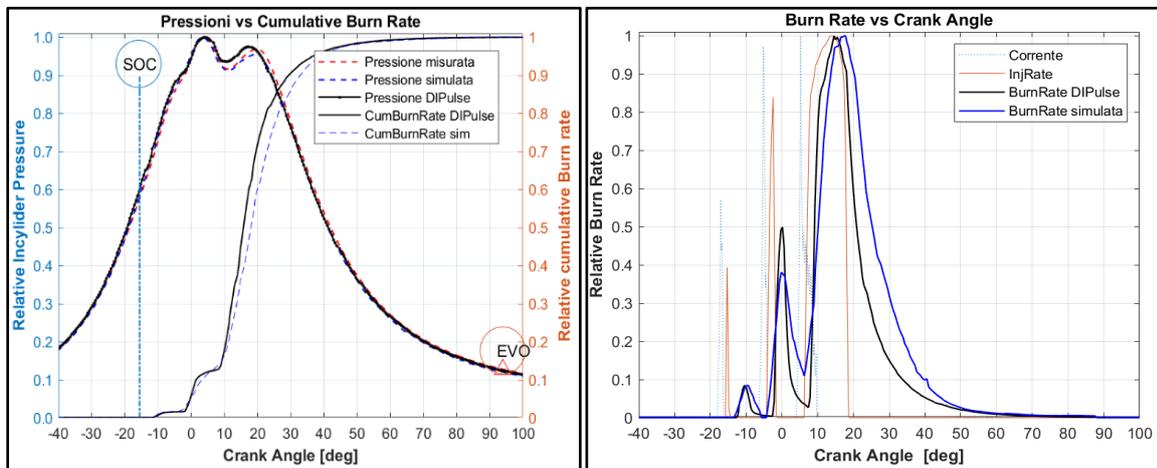


Figura 89: case 40 - a sinistra, pressione in camera e cum. burn rate – a destra, burn rate

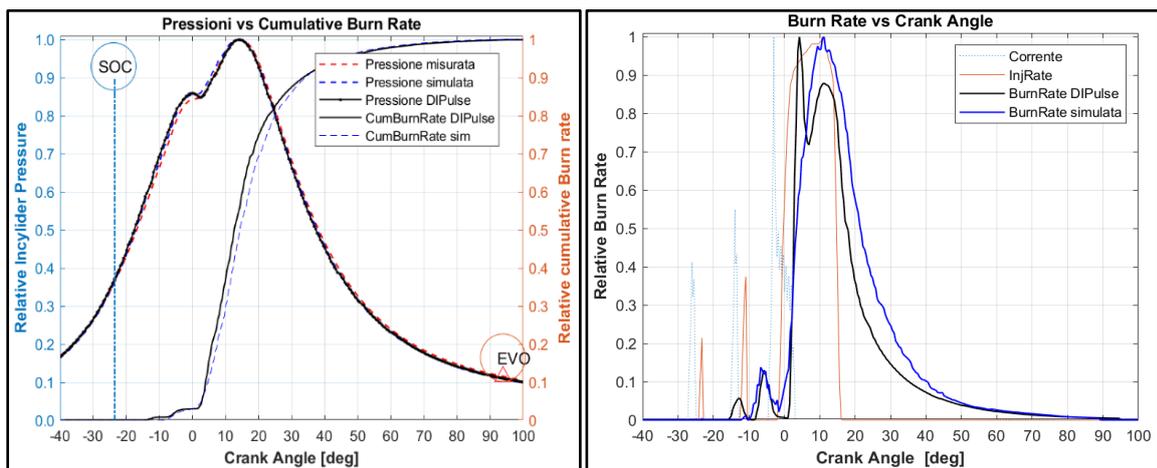


Figura 90: case 41 - a sinistra, pressione in camera e cum. burn rate – a destra, burn rate

A differenza di quanto avviene nella calibrazione Single-set, questa Independent non mostra alcun effetto al variare del numero di giri, poiché ciascun punto motore viene

ottimizzato indipendentemente dagli altri. Si ottengono, dunque, i risultati migliori dal punto di vista della approssimazione del burn rate e dell'andamento della pressione in camera.

Nelle figure 91, 92 e 93, invece, sono mostrati i risultati ottenuti al variare del carico motore. Si riportano i grafici della pressione nella camera di combustione e del burn rate per i casi 74, 50 e 19, come visto in precedenza per la calibrazione Single-set.

Tabella 15: dettaglio dei casi ad uguale velocità motore

Case Number	Engine speed [rpm]	Load [%]
74	2250	25
50	2250	50
19	2250	87

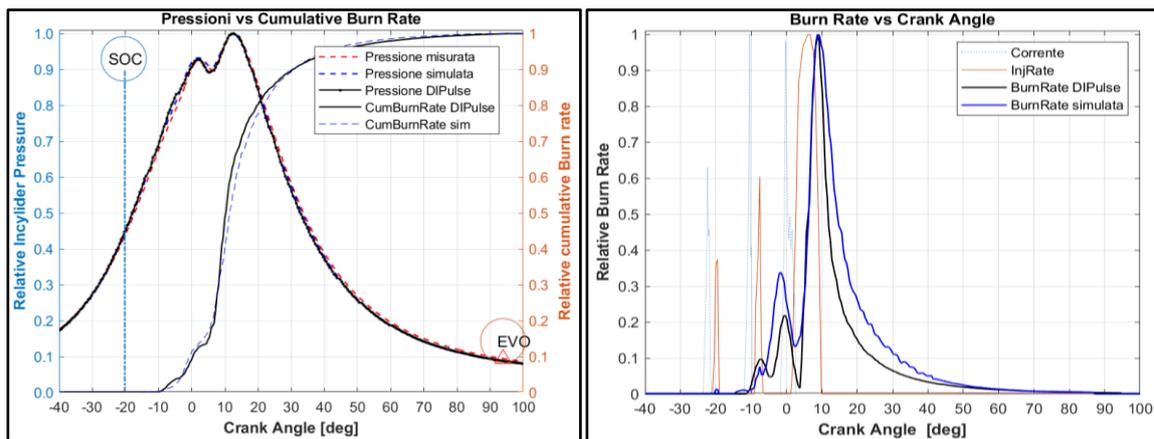


Figura 91: case 74 - a sinistra, pressione in camera e cum. burn rate – a destra, burn rate

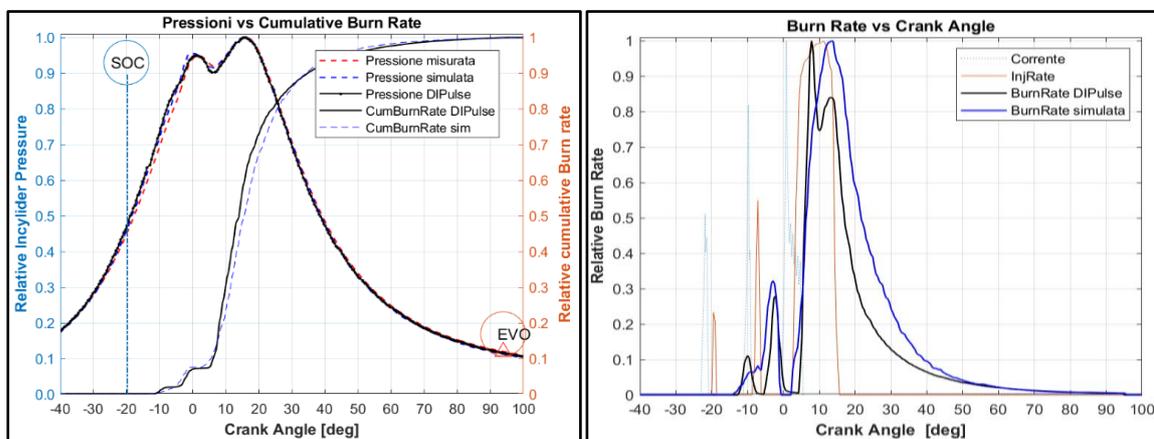


Figura 92: case 50 - a sinistra, pressione in camera e cum. burn rate – a destra, burn rate

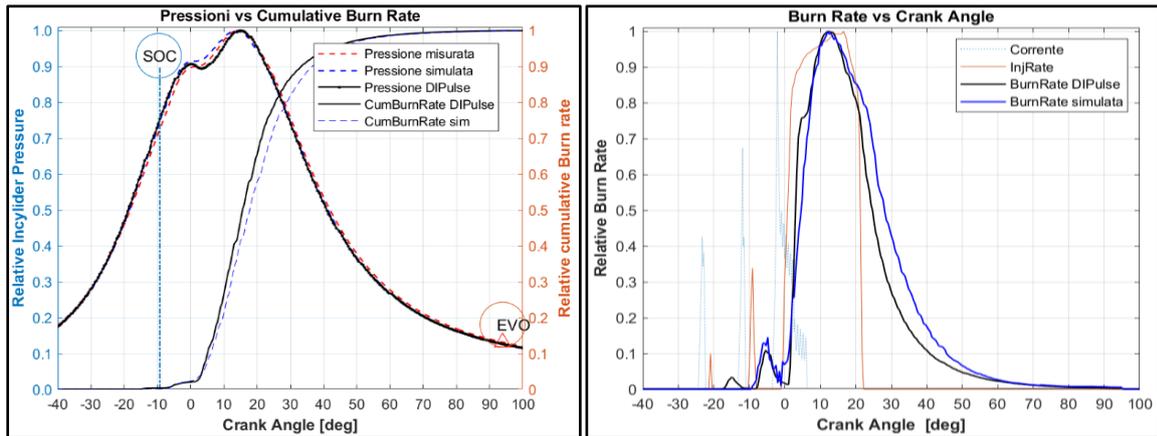


Figura 93: case 19 - a sinistra, pressione in camera e cum. burn rate – a destra, burn rate

In conclusione, si riportano i grafici degli errori sulle grandezze IMEP, Massima pressione in camera e MFB50.

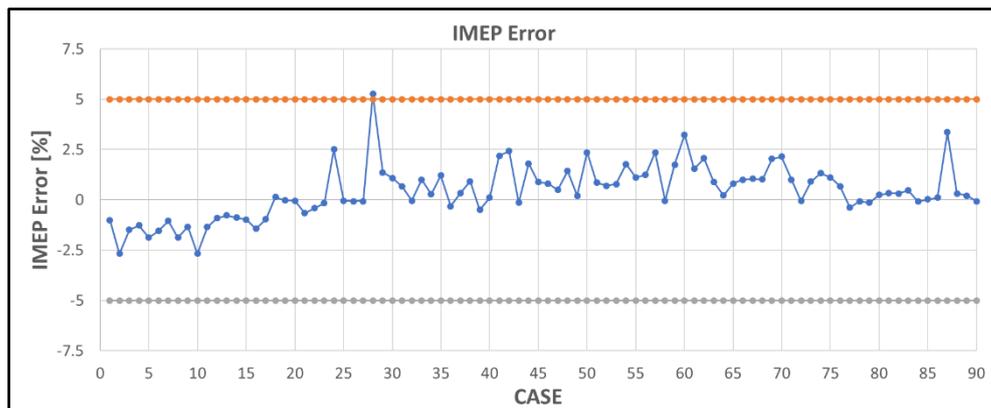


Figura 94: errore dell'IMEP del modello predittivo rispetto ai risultati della TPA

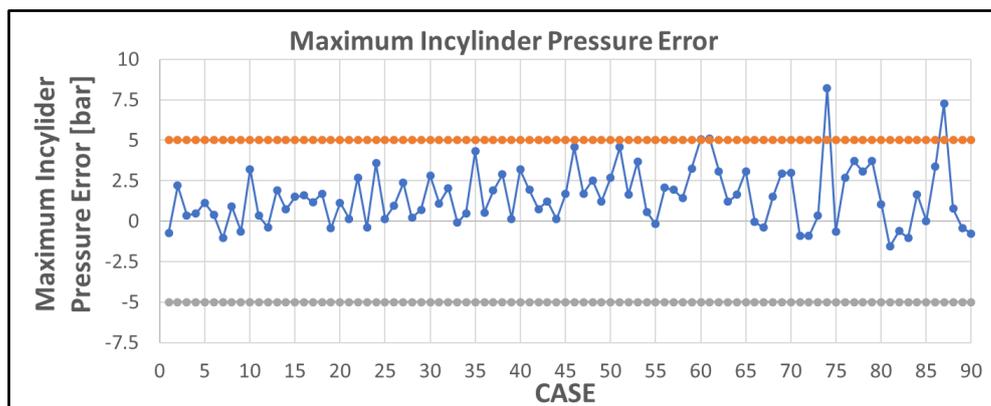


Figura 95: errore della PFP del modello predittivo rispetto ai risultati della TPA

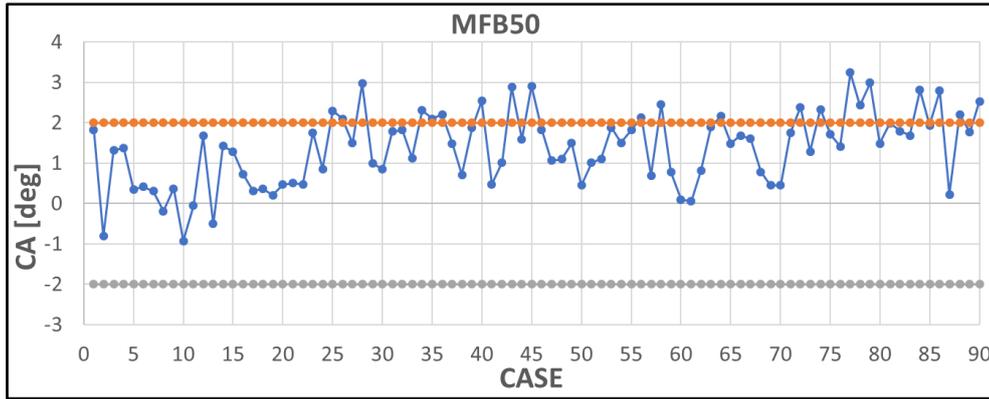


Figura 96: errore del MFB50 del modello predittivo rispetto ai risultati della TPA

Anche se in alcuni punti l'MFB50 va oltre il range consentito, sia le massime pressioni in camera che i valori di IMEP sono all'interno degli intervalli permessi e quindi si può concludere che l'obiettivo di verificare la consistenza dei risultati della simulazione DIPulse rispetto ai dati sperimentali è stato raggiunto.

Si riportano, infine, le mappe motore in cui è possibile visionare gli stessi errori:

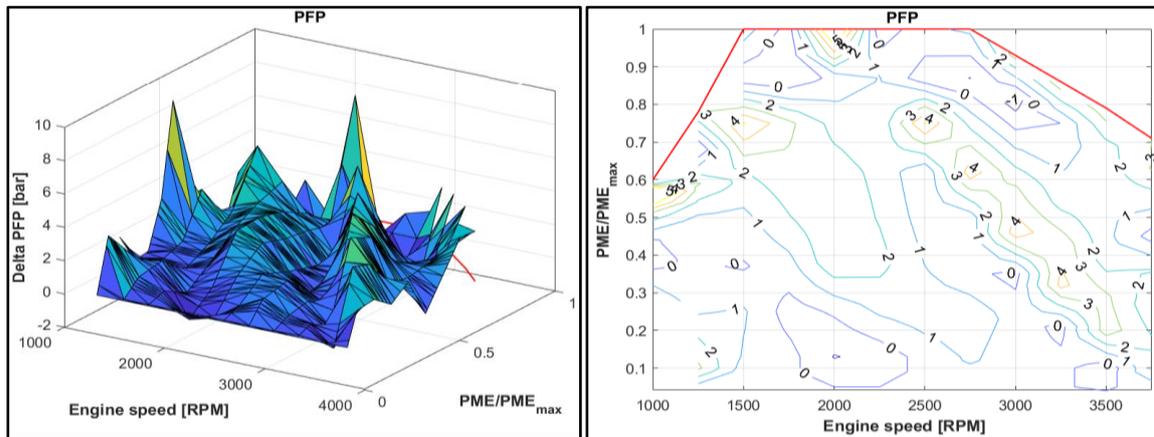


Figura 97: mappe errore PFP – calibrazione Independent

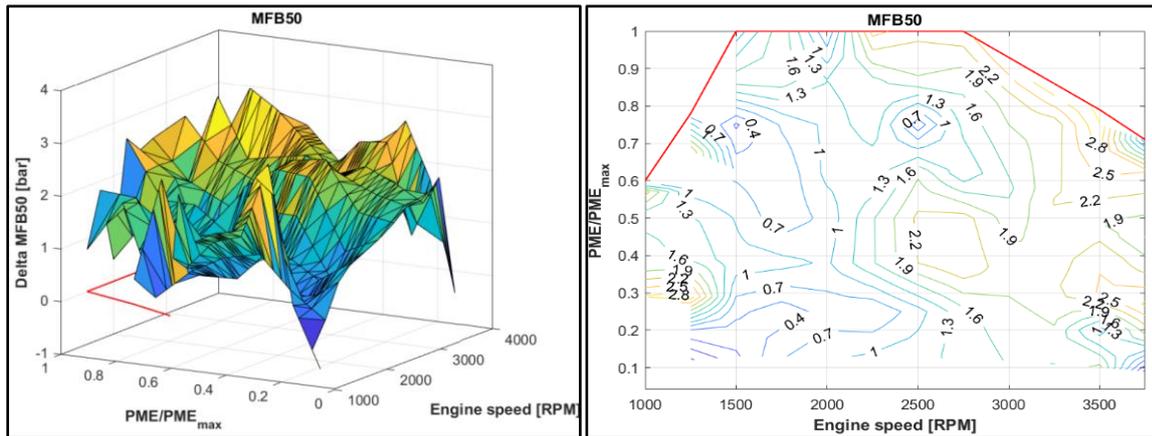


Figura 98: mappe errore MFB50 – calibrazione Independent

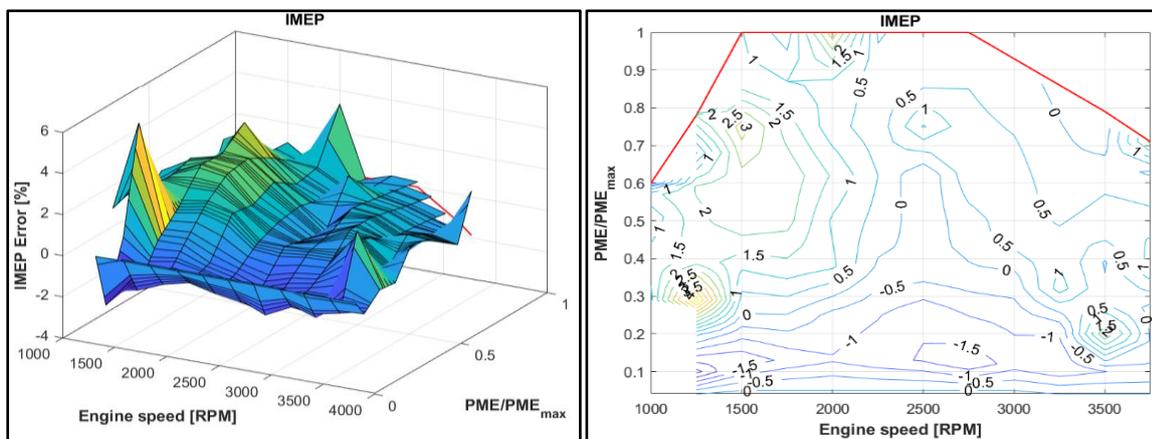


Figura 99: mappe errore IMEP – calibrazione Independent

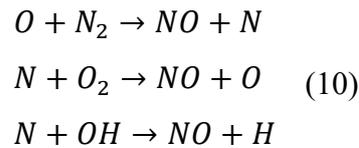
Una più attenta analisi delle mappe permette di chiarire che:

- l'errore sul MFB50 e sulla Massima pressione in camera di combustione è massimo in corrispondenza degli alti carichi e delle alte velocità di rotazione;
- l'errore sull'IMEP è massimo agli alti carichi ed alle basse velocità.

7.6 Calibrazione NOx

Completata la calibrazione della combustione, si procede alla calibrazione delle emissioni di NOx.

Le emissioni di NOx sono valutate sulla base del “meccanismo di Zeldovich esteso” che descrive il processo di ossidazione dell' N_2 e dell' N e di riduzione dell' OH in camera di combustione. Sono di seguito riportate le equazioni che descrivono questi meccanismi:



La calibrazione è stata eseguita sul modello monocilindrico utilizzato per l'analisi TPA. Il modello predittivo della combustione è stato impostato con i coefficienti DIPulse della calibrazione Independent. A questo punto, con un procedimento simile a quello eseguito per la calibrazione DIPulse, si è avviata la calibrazione delle emissioni di NOx che viene fatta andando ad agire su due coefficienti fondamentali, presenti nel template GT-Power utilizzato allo scopo.

Tali coefficienti sono:

- **NOx Calibration Multiplier:** modifica la concentrazione degli NOx prodotti;
- **NOx Oxidation Activation Energy Multiplier:** modifica la dipendenza delle reazioni dalla temperatura.

La calibrazione è stata eseguita imponendo anche qui degli intervalli di massima variabilità dei due coefficienti, come suggerito dalla guida GT-Power. Tali range sono riportati nella tabella 16.

Tabella 16: valori dei parametri NOx calibrati

Multiplier	Range Suggestito
NOx Calibration Multiplier	[0.1: 2]
N2 Oxidation Activation Energy Multiplier	[0.3: 1.1]

Utilizzando gli stessi punti della calibrazione DIPulse, si è avviata la calibrazione dei due coefficienti Nox, imponendo come obiettivo del modello il valore delle emissioni NOx ricavate dalle prove sperimentali, cercando di minimizzare l'errore quadratico medio tra il valore misurato e il valore predetto dalla simulazione.

In tabella 17 sono riportati i valori dei coefficienti determinati alla fine della procedura di ottimizzazione:

Tabella 17: dettaglio dei coefficienti NOx a valle della calibrazione

NOx calibration multiplier	0.362
N2 oxidation activation energy multiplier	0.943

Allo stesso modo in cui era stato trattato il problema per la calibrazione della combustione, tali coefficienti sono stati inseriti nel modello monocilindrico e, poi, sono state ricavate le concentrazioni NOx predette dalla simulazione.

In figura 101 è riportato un grafico in cui è proposto il confronto fra le concentrazioni sperimentali e quelle del modello predittivo. In ascissa sono rappresentate le concentrazioni NOx sperimentali, mentre in ordinata quelle della simulazione predittiva.

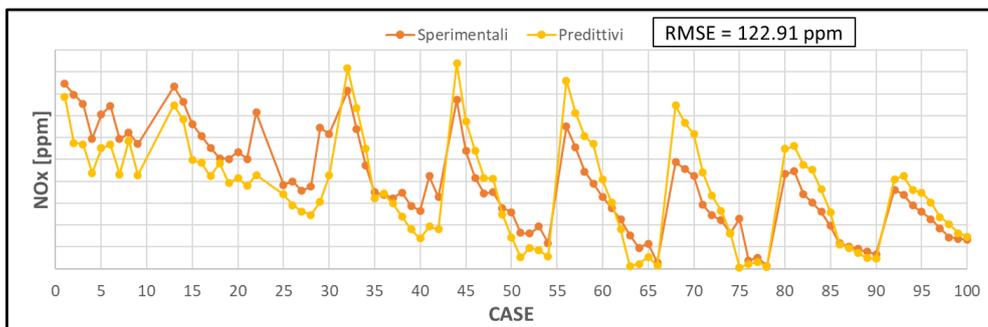


Figura 100: emissioni NOx – sperimentali “arancione” - predittivi “giallo”

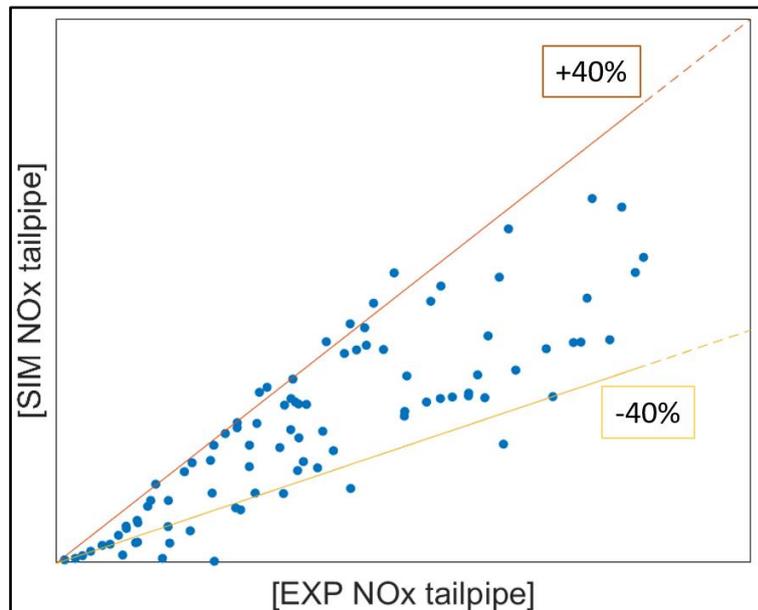


Figura 101: errore di NOx del +/-40%

L’analisi dei dati ottenuti permette di concludere che nella maggior parte dei casi la

concentrazione in ppm degli NOx viene determinata entro un errore del 40%, considerata in letteratura come una soglia di errore accettabile per la determinazione di tali NOx. Nella tabella 18 si riportano alcuni dati statistici sintetici.

Tabella 18: errori massimi e medi della calibrazione NOx

Emissioni NOx	[ppm]	[%]
Errore massimo	260.20	53.45
Errore medio	17.76	7.37

Capitolo 8. Validazione del modello predittivo

Terminata la calibrazione della combustione e delle emissioni di NOx, si prosegue ad inserire i valori dei rispettivi coefficienti di ottimizzazione all'interno del modello dettagliato quattro cilindri.

8.1 Risultati DIPulse con coefficienti correttivi unitari

Nel seguito del capitolo, dopo una prima analisi dei risultati dal modello quattro cilindri a coefficienti tutti unitari, si passa ad analizzare i risultati delle calibrazioni rispetto ai valori di MFB50, Massima pressione in camera e IMEP determinati a seguito dell'analisi TPA.

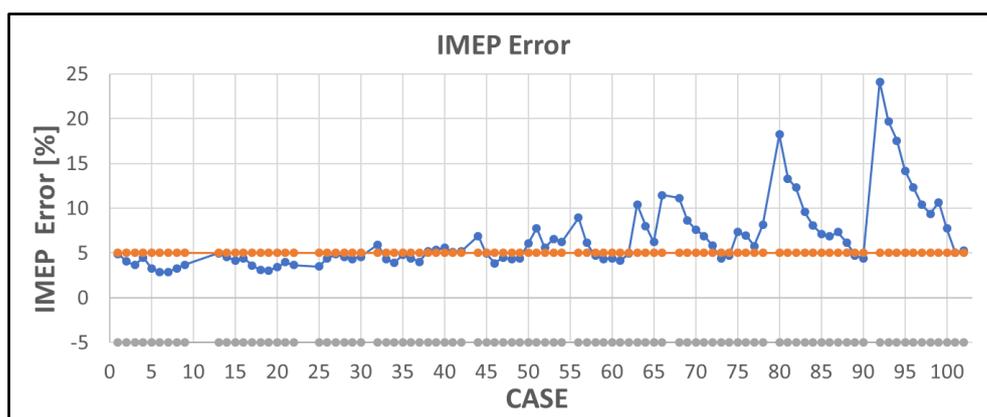


Figura 102: errore dell'IMEP rispetto ai risultati della TPA

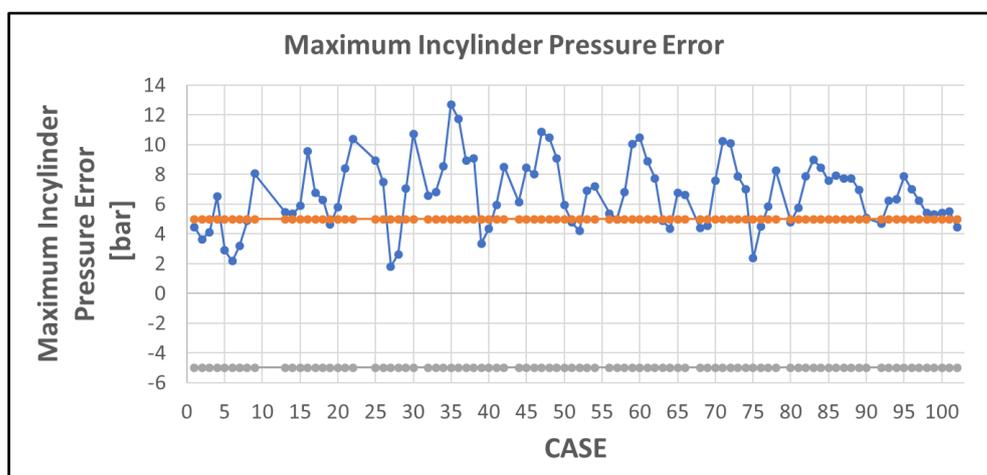


Figura 103: errore della PFP rispetto ai risultati della TPA

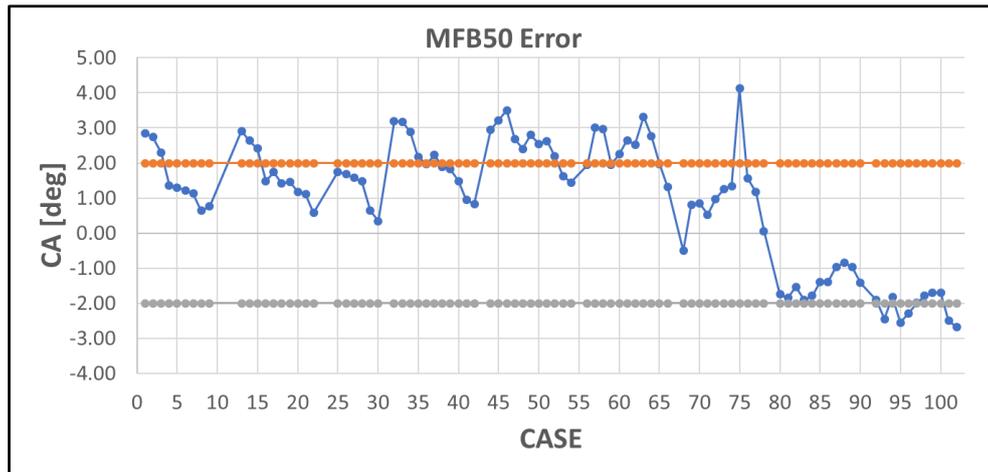


Figura 104: errore del MFB50 rispetto ai risultati della TPA

La mancata modifica dei coefficienti correttivi determina la sostanziale mancanza di corrispondenza fra i dati predetti e i valori simulati; l'errore è molto marcato ai carichi più bassi (punti nell'intervallo fra il case 90 e 100), dove l'errore di determinazione dell'IMEP raggiunge valori di oltre il 20%. L'obiettivo primario della calibrazione è quello di ridurre il più possibile tale errore incrementando le proprietà predittive del modello.

8.2 Comparazione errori a valle delle calibrazioni

Nelle figure seguenti sono riportati dei grafici comparativi degli errori che si ottengono nella forward run DIPulse non calibrata rispetto a quelli delle due calibrazioni Single-set (Sweep) e Independent (Indep).

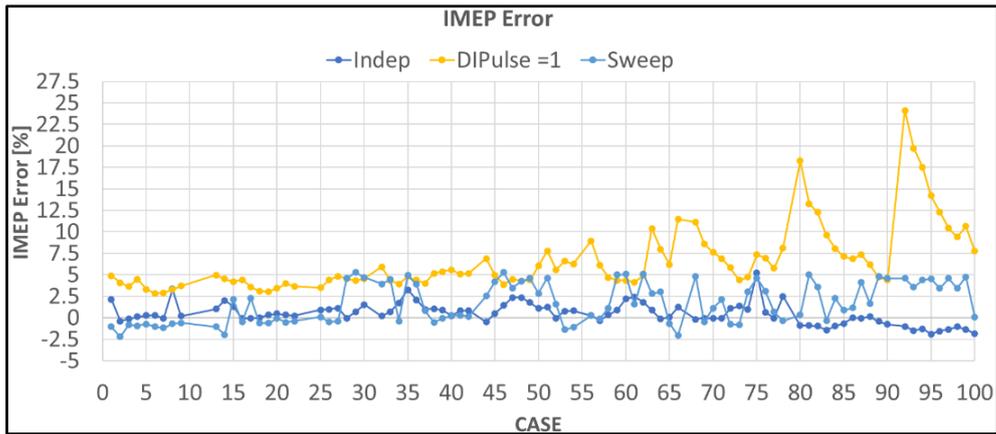


Figura 105: errori IMEP DIPulse=1 / calibrazioni Independent e Single-set

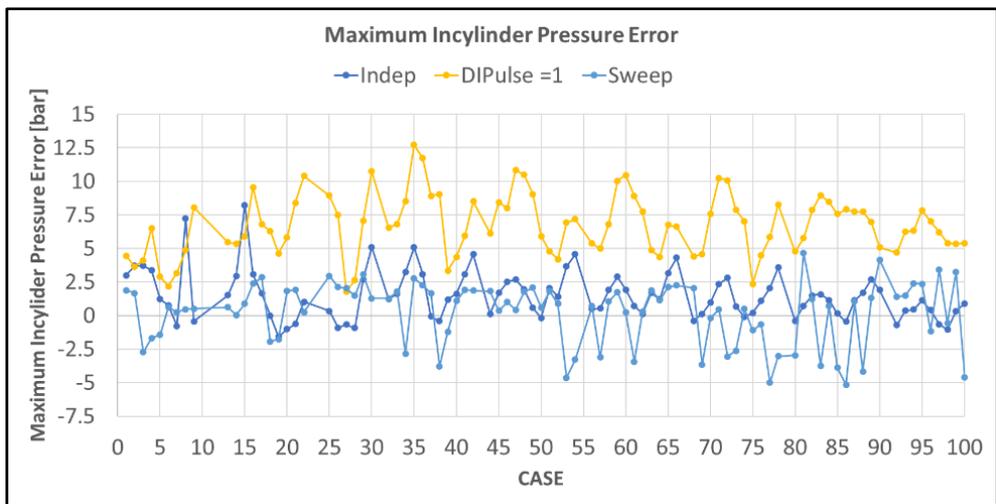


Figura 106: errori PFP DIPulse=1 / calibrazioni Independent e Single-set

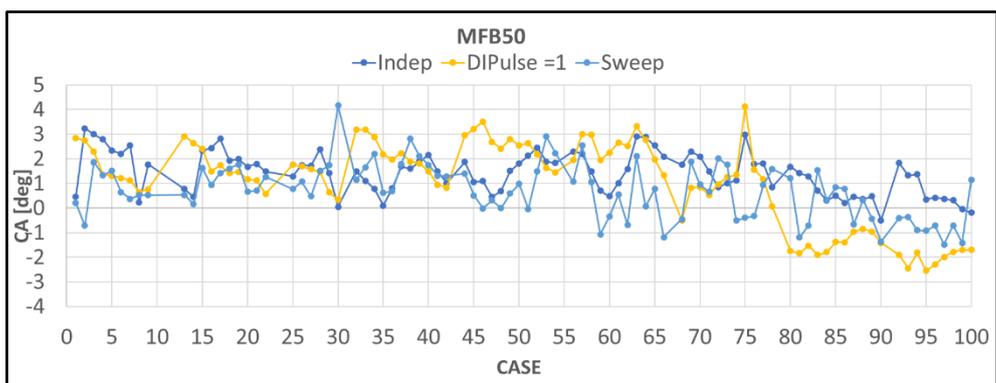


Figura 107: errori MFB50 DIPulse=1 / calibrazioni Independent e Single-set

La calibrazione consente di migliorare in modo sostanziale gli errori commessi sulla valutazione dell'IMEP e delle massime pressioni in camera. In generale, la calibrazione Single-set si dimostra migliore nella riduzione dell'errore di valutazione dell'MFB50,

mentre la calibrazione Independent si dimostra migliore nella definizione dell'IMEP.

Nelle tabelle 19 e 20 si riportano gli errori medi sulla valutazione delle varie grandezze viste in precedenza:

Tabella 19: confronto fra errori medi sulle grandezze IMEP, PFP, MFB50

Errori medi		Non Predittiva	Mult. unitari	Single set	Independent
IMEP	%	-0.37	6.58	1.75	0.41
PFP	bar	-1.67	6.69	0.20	1.53
MFB50	deg	0.70	0.98	0.67	1.37

Tabella 20: confronto fra errori RMSE sulle grandezze IMEP, PFP, MFB50

Errori RMS		Non Predittiva	Mult. unitari	Single set	Independent
IMEP	%	0.72	2.02	1.29	1.64
PFP	bar	2.30	7.06	2.30	2.36
MFB50	deg	0.05	0.57	0.42	0.15

Dalla tabella 19 si può vedere che l'ottimizzazione Independent è la migliore per errore medio dell'IMEP, ma peggiore nel calcolo predittivo della massima pressione in camera e dell'MFB50.

In ultima analisi, in figura 108 si riportano gli andamenti dell'errore RMS per entrambe le calibrazioni eseguite. I punti motore sono stati disposti in ordine crescente di carico (PME).

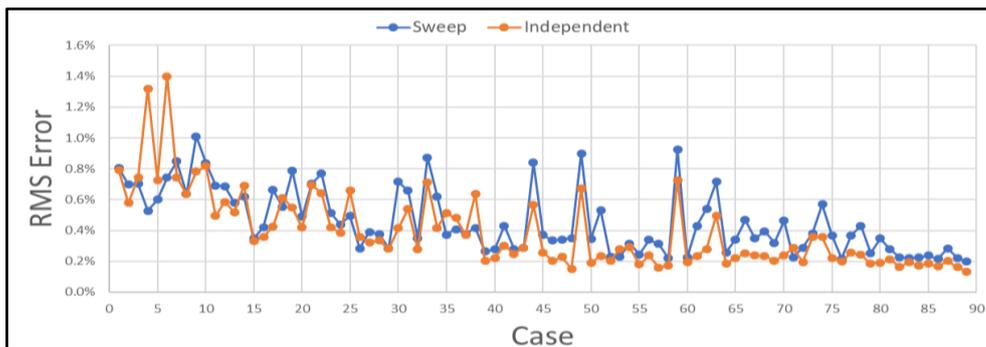


Figura 108: RMSE del burn rate - confronto calibrazione Single-set e Independent

Risulta evidente che la calibrazione Independent restituisce i risultati migliori in quasi tutti i punti della mappa motore, mentre entrambi i modelli risultano meno soddisfacenti nella determinazione dell'errore ai carichi più bassi, corrispondenti ai primi punti operativi nella stessa figura.

Si può concludere che la migliore calibrazione possibile sia quella Independent poiché è quella che permette di ottenere gli errori più bassi nella determinazione del burn rate, della massima pressione in camera e dell'IMEP. Si è deciso, quindi, di considerare la calibrazione Independent come quella di riferimento per la combustione.

Capitolo 9. Ulteriori implementazioni del modello predittivo

Nel capitolo seguente è riportato tutto quello che riguarda le successive implementazioni del modello predittivo e dettagliato del motore FPT F1A. Nel seguito verrà discussa l'implementazione e la validazione del modello fast-running: viene testato in condizioni transitorie e i risultati vengono paragonati con gli stessi ricavati per il modello dettagliato.

9.1 Modello fast-running

L'ultimo passo dello svolgimento di questa tesi concerne la determinazione di un modello motore semplificato rispetto a quello usato sinora, allo scopo di ridurre ai minimi termini il tempo necessario al completamento della simulazione. Questo prende il nome di modello fast-running.

La semplificazione che si intende ottenere con il modello fast-running si raggiunge rendendo più grossolana la discretizzazione dei canali e degli stacchi, facendo in modo che questi siano composti da singoli elementi di maggior volume. I restanti elementi del modello fast-running, fra i quali si collocano cilindro, port di aspirazione e scarico e le rispettive valvole, sono le stesse del modello dettagliato.

A livello operativo, il processo di semplificazione viene eseguito per step che non sono rigidamente codificati, poiché variano in relazione a: caratteristiche del modello di partenza, complessità di esso, livello di semplificazione/accuratezza che sono richiesti alla simulazione.

Una volta rivisto il modello di partenza per verificare che tutti gli input dinamici siano modellati in modo appropriato, la semplificazione procede con i seguenti step:

- individuazione di sottosistemi omogenei semplificabili in blocco combinando diversi subvolumi fra loro;
- semplificazione dei sottosistemi individuati al punto 1;
- calibrazione del modello con l'obiettivo di riportare le cadute di pressioni e gli scambi termici ai valori che avevano nel modello dettagliato, in modo che la

geometria semplificata individuata con la nuova configurazione possa riprodurre lo stesso comportamento fisico del modello dettagliato di partenza;

- check dei risultati per verificare che l'accuratezza dei risultati ottenuti sia accettabile o meno.

9.2 Step adottati per la costruzione del modello FRM

Sono di seguito riportati gli step seguiti per la costruzione del modello fast-running, con particolare attenzione al modo in cui sono stati raggruppati i diversi sottoinsiemi fra loro.

Nella figura 109 è rappresentato il modello motore con il dettaglio dei sottoinsiemi individuati per la successiva semplificazione.

I sottosistemi individuati sono: sistema di scarico, sistema di aspirazione, insieme dei cooler CAC e cooler HP EGR e circuito LP EGR. Gli step di semplificazione nell'ordine sono stati:

- semplificazione del collettore di scarico;
- semplificazione del collettore di aspirazione;
- semplificazione del circuito LP EGR;
- modifica degli oggetti corrispondenti ai cooler CAC e HP EGR da oggetti *"PipeRound"* con oggetti del tipo *"HeatExchangerConn"*, meno dispendiosi in termini di capacità di calcolo;
- modifica dei canali 59, 60, 58 e 303.

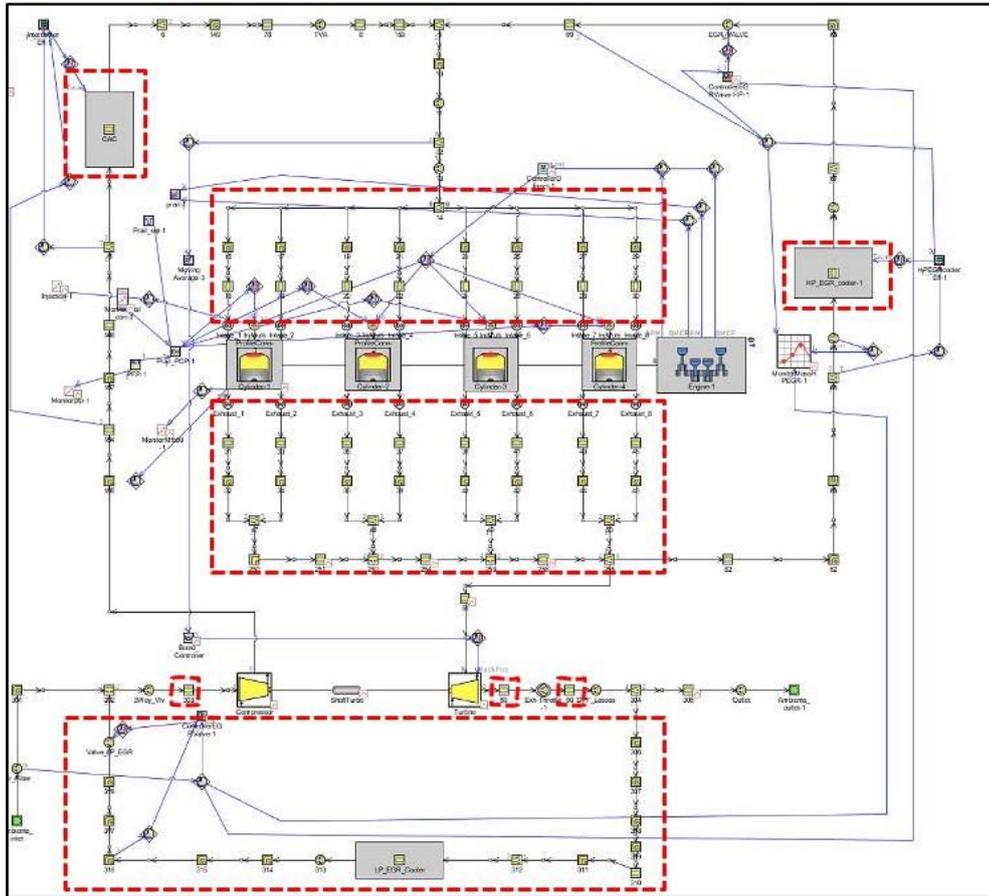


Figura 109: modello dettagliato - in rosso, dettaglio dei sottosistemi modificati

Si tenga, inoltre, presente che il sistema di aspirazione e il circuito HP EGR non sono stati oggetto di semplificazione, poiché si sarebbe dovuta effettuare una calibrazione non utile per gli obiettivi di accuratezza e velocità di calcolo inizialmente proposti.

In figura 110 è riportato il modello fast-running completo con il dettaglio dei sottosistemi sottoposti a modifica.

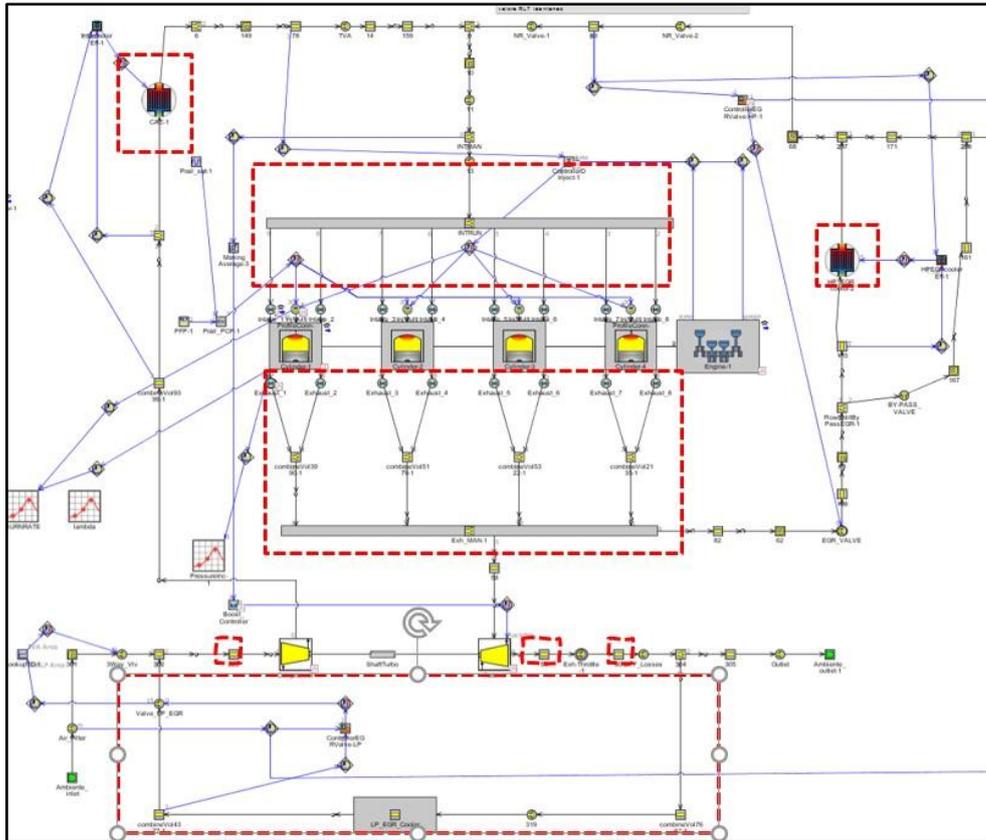


Figura 110: modello fast-running - dettaglio dei sottosistemi modificati

Con particolare riferimento al punto 5, relativo alla modifica dei canali 59, 60, 58 e 303, si precisa che l'attenta analisi del sistema di scarico ha messo in evidenza il fatto che i canali immediatamente a valle della turbina sono quelli che limitano maggiormente il timestep (in figura 108 si riporta il dettaglio di tali canali). Nel tentativo di ridurre questo effetto, sono stati adottati i seguenti accorgimenti:

- la lunghezza dei canali 59 è stata estesa da 10 mm a 100 mm;
- la lunghezza dei canali 60 è stata estesa da 30 mm a 100 mm;
- la lunghezza dei canali 58 è stata estesa da 44 mm a 100 mm.

Nessuna di queste accortezze, tuttavia, è stata determinante ai fini dell'ulteriore riduzione dei tempi di simulazione.

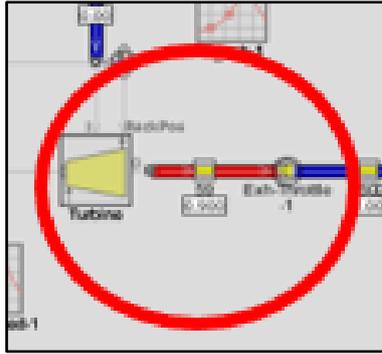


Figura 111: particolare dei canali a valle della turbina che limitano il timestep

9.3 Analisi dei risultati del modello fast-running

La validazione del modello fast-running così determinato è avvenuta imponendo due transitori di velocità e di carico ai modelli dettagliato e fast-running.

La comparazione dei risultati ottenuti nei due casi permetterà di verificare la bontà del modello fast-running così determinato.

9.4 Analisi dei risultati

Per analizzare i risultati ottenuti, sono stati impostati dei profili transitori sul modello dettagliato e su quello fast-running. In GT-Power si distinguono due tipi di funzionamento in transitorio:

- regime transitorio di **velocità**: si impone un profilo di velocità variabile in tempo;
- regime transitorio di **carico**: si impone un profilo di BMEP variabile in tempo. Questo approccio è tipico della simulazione dei cicli di guida per cui il carico richiesto varia nel tempo.

Nella fattispecie, il funzionamento in transitorio è stato testato simulando entrambi i profili contemporaneamente. Il profilo transitorio di carico viene imposto nella simulazione modificando aggiornando continuamente la quantità di combustibile iniettata, agendo sul controller della BMEP.

Sono stati impostati i seguenti profili di velocità e carico:

- transitorio di 2 secondi con velocità motore da 1500 a 3000 rpm e carico che passa dal 10% al 52%;
- transitorio di 5 secondi con velocità da 1500 a 3000 rpm e carico da 10% al 52%.

Nella figura 112 sono riportati i profili di velocità e di carico per il transitorio ($\Delta T=2$ sec)

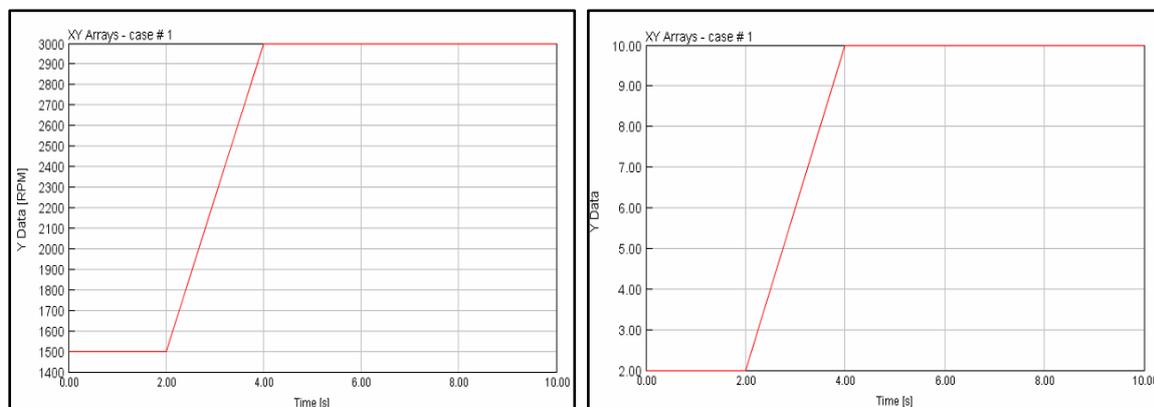


Figura 112: profili di velocità e carico imposti - transitorio di 2 secondi

Nella figura 112 sono riportati i risultati delle simulazioni per entrambi i transienti: quelli del transitorio $\Delta T=2$ sec sono incolonnati a sinistra, quelli del transitorio $\Delta T=5$ sec sono incolonnati a destra. Nelle figure in cui sono presenti, il simbolo DETM (Detailed Model) fa riferimento al modello dettagliato, mentre il simbolo FRM (Fast-Running Model) fa riferimento al modello fast-running.

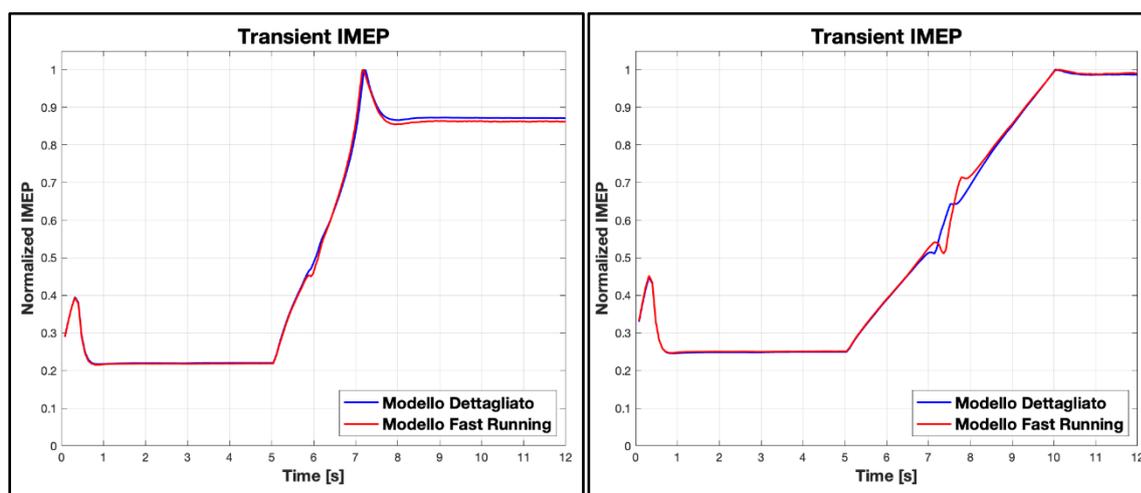


Figura 113: confronto IMEP del modello dettagliato e del modello Fast-Running

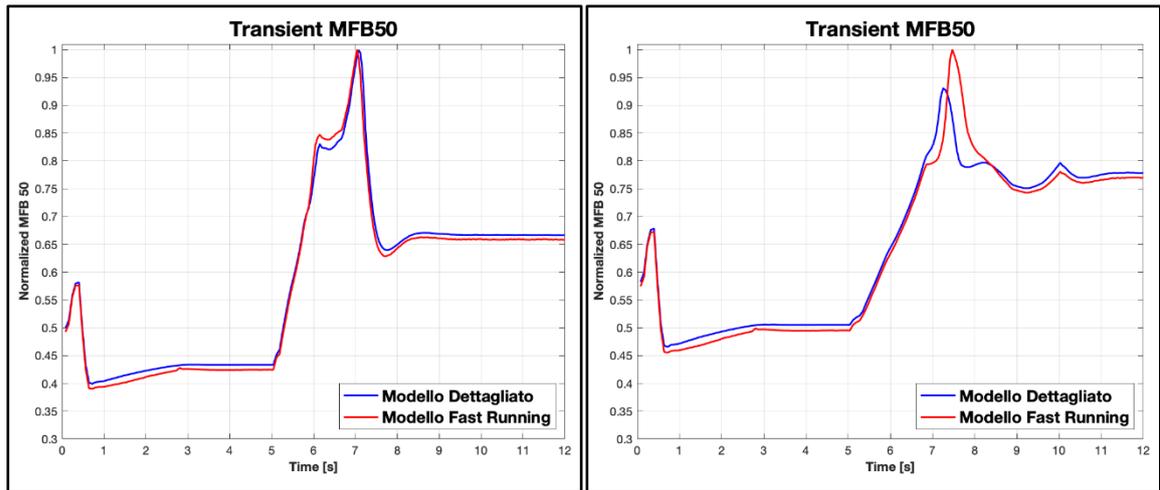


Figura 114: confronto MFB50 del modello dettagliato e del modello Fast-Running

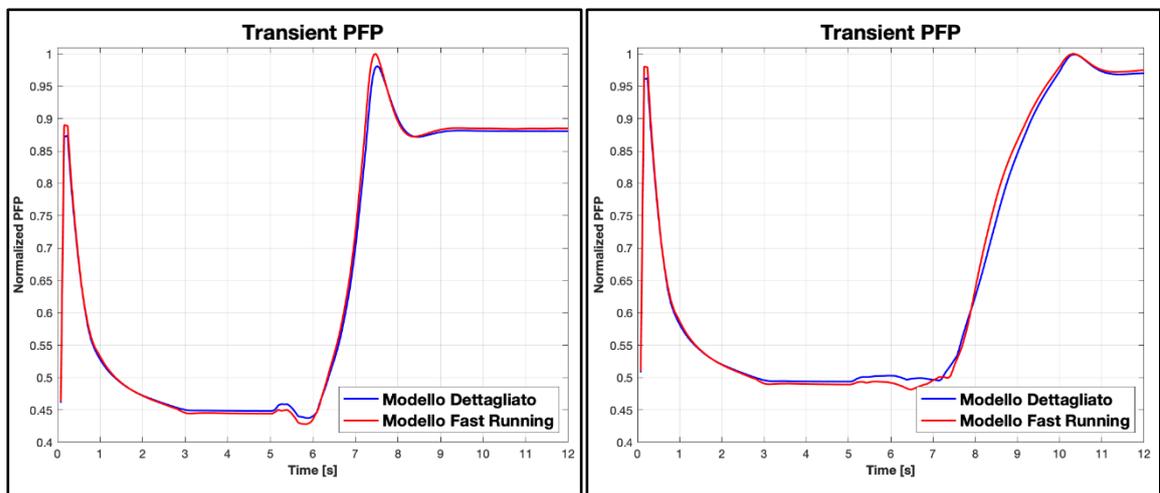


Figura 115: confronto PFP del modello dettagliato e del modello Fast-Running

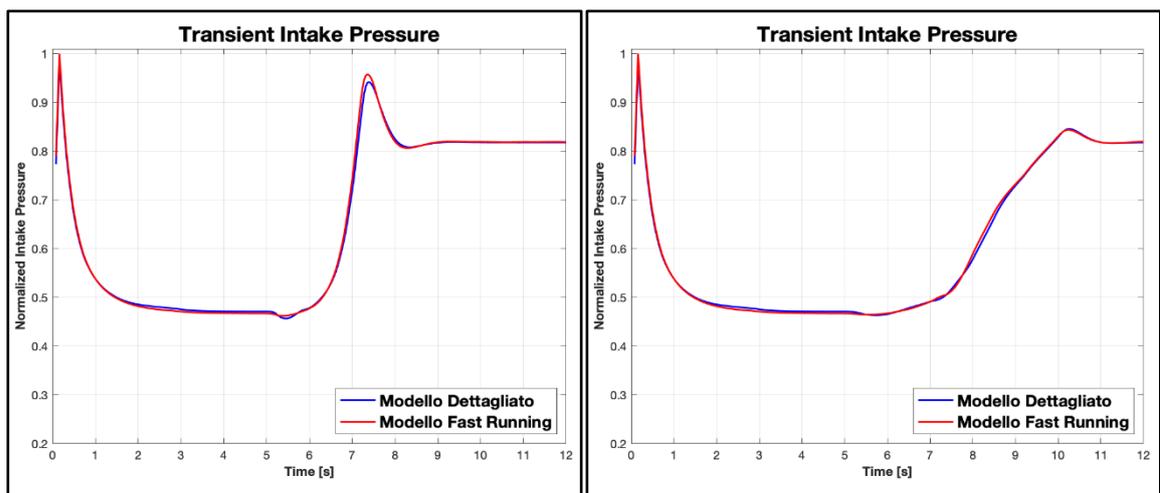


Figura 116: confronto PFP del modello dettagliato e del modello Fast-Running

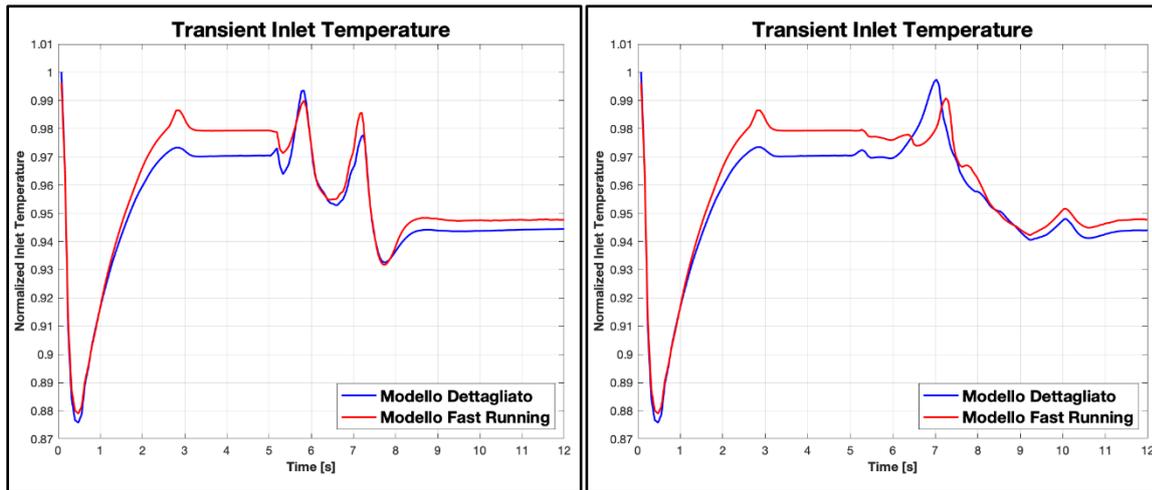


Figura 117: confronto Inlet Temperature

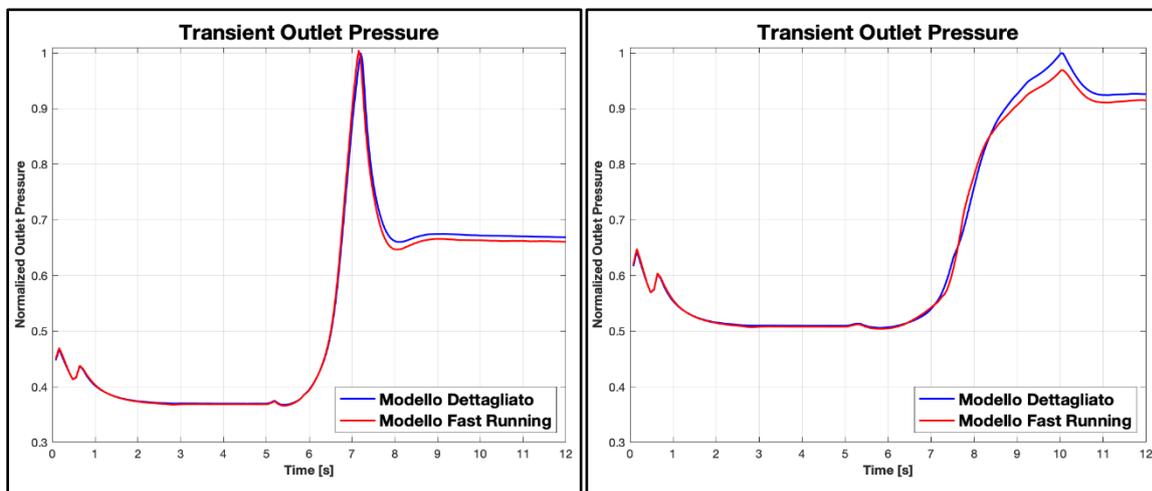


Figura 118: confronto Outlet Pressure

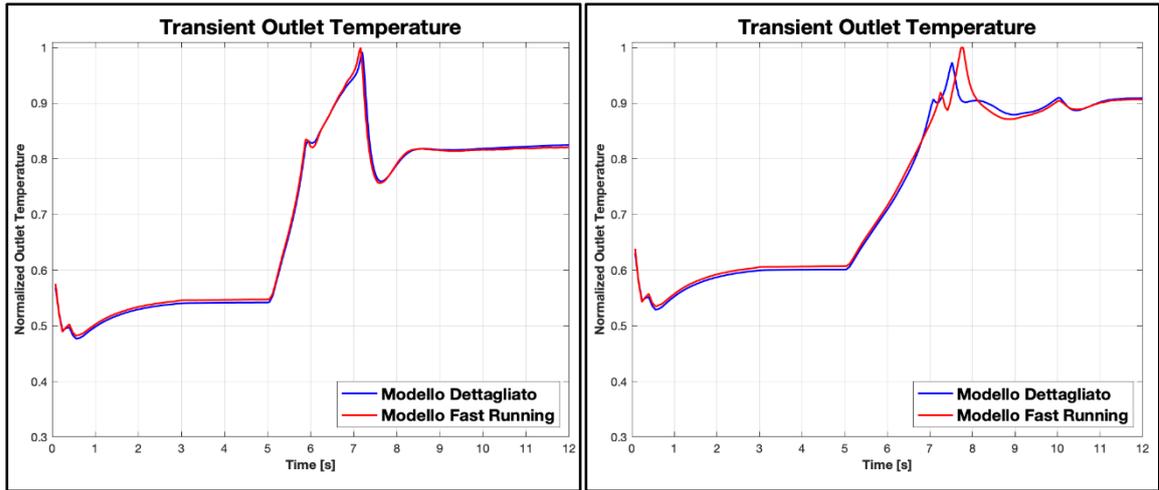


Figura 119: confronto Outlet Temperature

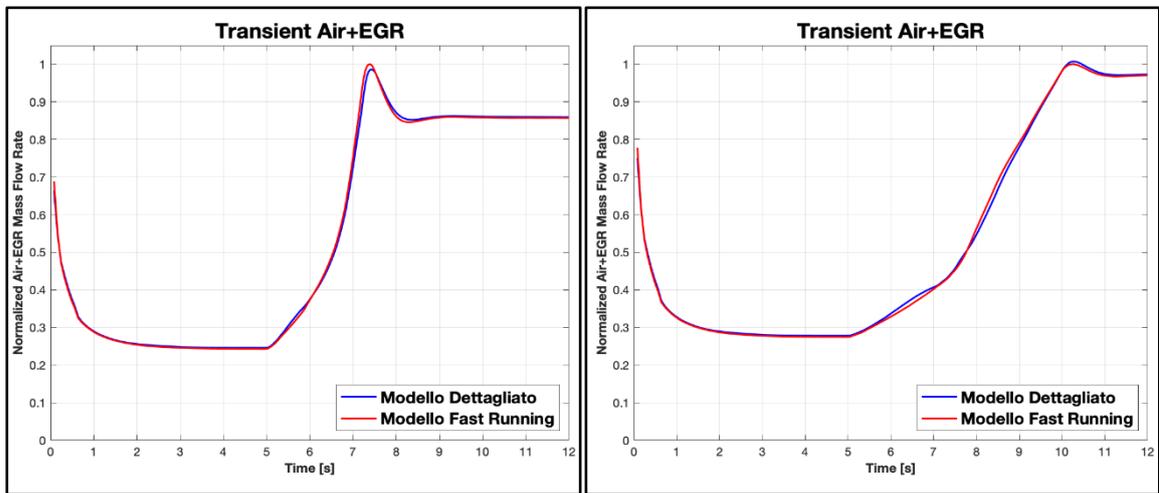


Figura 120: confronto Portata Inlet Air + EGR

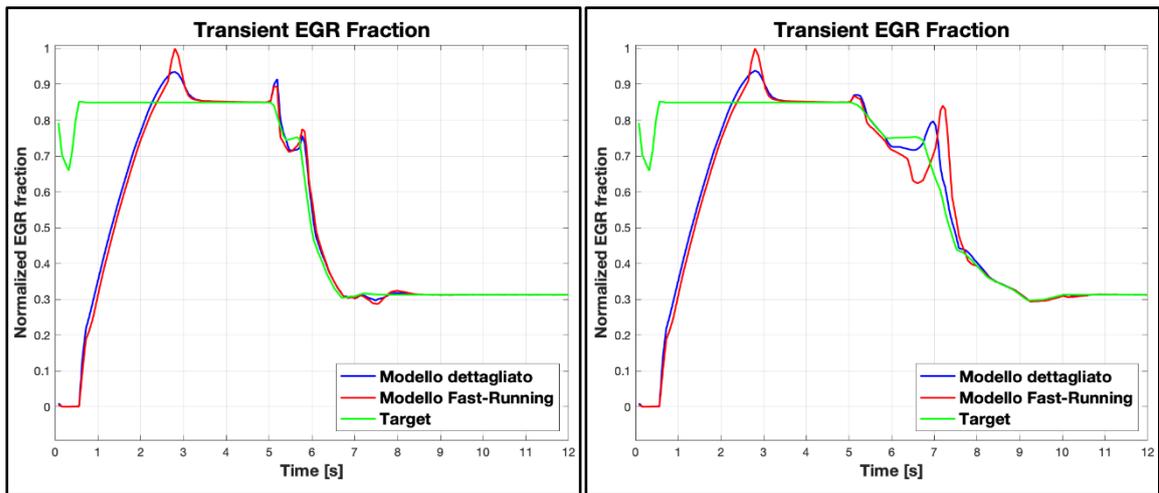


Figura 121: confronto HP EGR Fraction

In figura 121, si nota che sia il modello predittivo che il modello fast-running raggiungono il target di EGR e ciò avviene sia nel caso del transitorio della durata di 2 secondi che in quello della durata di 5 secondi.

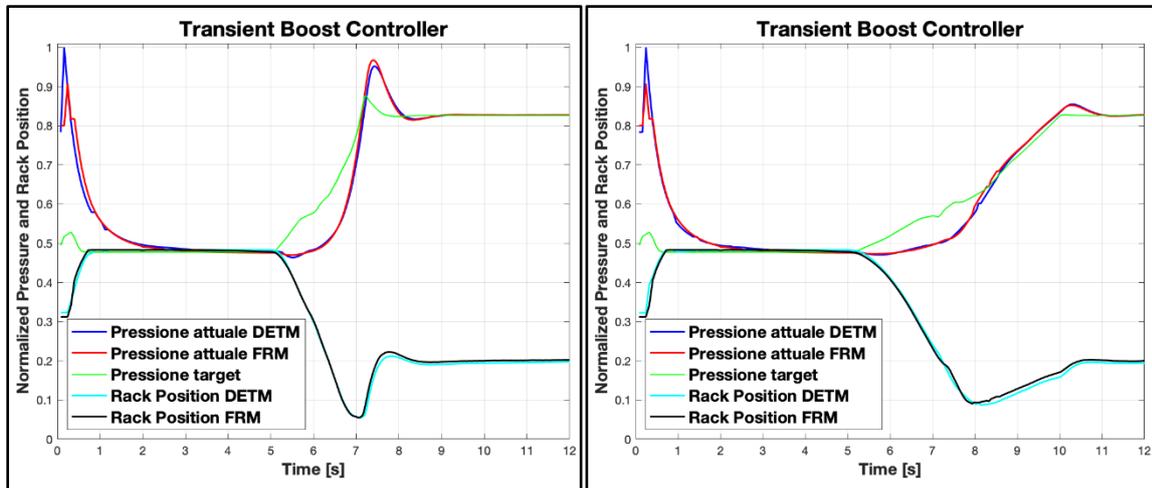


Figura 122: confronto della pressione di boost e posizione del rack della turbina

Nella figura 122 è rappresentato sia l'andamento della pressione di sovralimentazione calcolata nel collettore di aspirazione sia l'andamento della posizione del rack della turbina. La pressione di sovralimentazione è raggiunta in entrambi i modelli in tempi ragionevoli ed, inoltre, è possibile notare che il valore del rack della turbina è esattamente lo stesso per entrambi i transitori che si è scelto di simulare.

Si segnala, inoltre, la totale assenza di oscillazioni nelle grandezze analizzate, ad ulteriore prova della bontà del modello adottato.

In figura 123 si riporta, infine, un grafico che mostra l'effettiva riduzione dei tempi di calcolo. Viene, infatti, riportata l'evoluzione del Real Time Factor prima e dopo la semplificazione per ciascun case analizzato. Il Real Time Factor è inteso come il rapporto fra il tempo necessario per la simulazione di un ciclo motore e quello realmente impiegato dall'evento fisico.

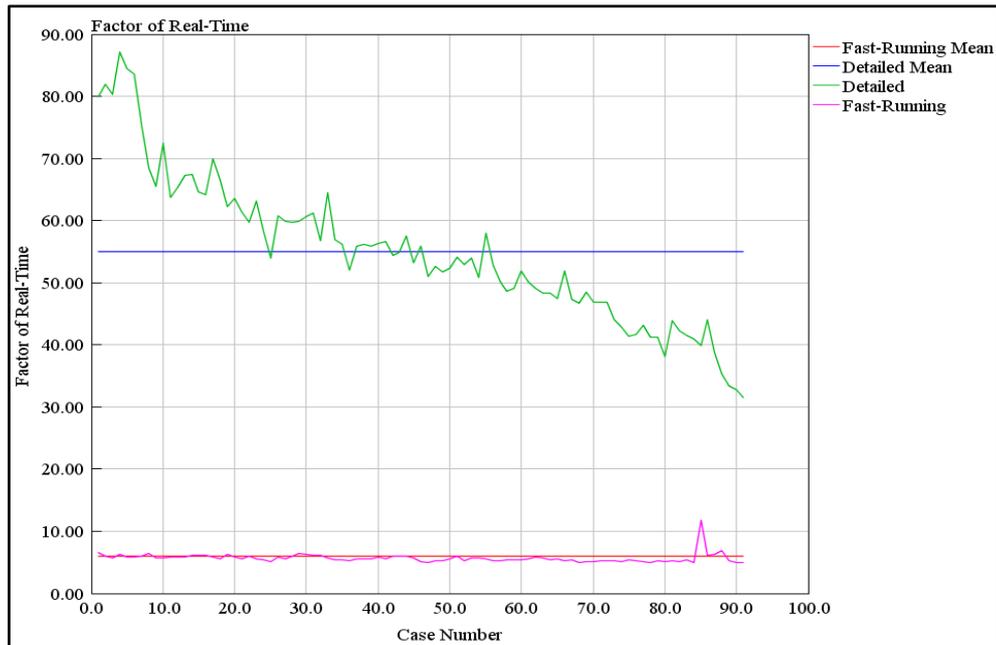


Figura 123:Factor of Real Time per il modello dettagliato e per il modello fast running

Si nota che il modello dettagliato ha un Real Time Factor medio di 55, mentre lo stesso valore per il modello Fast-Running vale 6, con una riduzione del tempo di calcolo di più di 9 volte.

Qualora si voglia ridurre ulteriormente il Real Time Factor, si potrebbe tentare di semplificare la struttura dei canali di aspirazione e del circuito HP EGR, dovendo, però, fare necessariamente ricorso alla calibrazione delle cadute di pressione e delle temperature dei gas nei condotti di aspirazione.

Concludendo, quindi, il modello Fast- Running è in grado di replicare quasi fedelmente il comportamento di quello dettagliato lungo entrambi i transitori, pertanto il lavoro si può ritenere coerente con gli obiettivi prefissati.

Capitolo 10. Conclusioni

In questa tesi sono state testate le capacità predittive di un modello motore implementato nel software di simulazione monodimensionale GT-Power. Durante lo svolgimento del lavoro, a partire da un modello motore fornito da FPT Industrial, sono state apportate delle modifiche ai circuiti HP EGR e LP EGR ed ai parametri di correzione delle curve caratteristiche della turbina.

Una prima simulazione, avente l'obiettivo di verificare le capacità di previsione delle cadute di pressione e delle portate, ha confermato la bontà delle modifiche effettuate; si è, quindi, continuato il lavoro con l'analisi dei dati sperimentali.

In seguito all'analisi di questi dati, sono stati prodotti i profili di iniezione del combustibile, i SOI e sono state settate tutte le variabili che vanno inserite nel modello motore per rendere la simulazione fedele alle condizioni di prova in laboratorio.

A questo punto, si è dato inizio alla procedura di calibrazione DIPulse. Un primo step preliminare è stato l'esecuzione dell'analisi TPA su un modello monocilindrico, ricavato dalla semplificazione di quello a quattro cilindri, grazie a cui sono stati calcolati i Burn Rate a partire dai segnali di pressione in camera. Essi sono stati successivamente inseriti nel modello completo, determinandone così la fine della sua costruzione. A questo punto, è stata eseguita una forward run e l'analisi dei risultati ha verificato la bontà dell'analisi TPA precedentemente eseguita, confermando che i Burn Rate ottenuti erano coerenti con i segnali di pressione sperimentali.

In seguito, è stata eseguita una dettagliata campagna di calibrazione del DIPulse sul modello monocilindrico, al fine di determinare il miglior set di moltiplicatori che consentisse di replicare al meglio il processo di combustione ottenuto dall'analisi sperimentale. Fra tutte le calibrazioni eseguite, quella denominata Independent ha dato i risultati migliori. Il set di valori così ottenuto è stato, quindi, riportato in una look-up map in modo che per ciascuna combinazione di velocità motore e carico motore corrispondesse un set specifico dei quattro valori dei coefficienti di calibrazione.

Il modello così coordinato è diventato una vera e propria sala prova virtuale (in inglese "virtual test rig") grazie alla quale, ove richiesto, è possibile valutare gli effetti di diversi tipi di hardware e di strategie di controllo motore riducendo in modo rilevante i tempi di ottimizzazione e i costi che è necessario supportare per eseguire le stesse analisi in test al

banco.

Al modello di combustione predittivo ne è stato aggiunto un altro relativo alle emissioni di ossidi di azoto, basato sul “meccanismo di Zeldovich esteso”, ottenendo buona corrispondenza dei risultati con i dati sperimentali.

Infine, completata la costruzione del modello predittivo della combustione, è stato messo a punto un modello fast-running che è stato poi validato per confronto con i risultati ottenuti dal modello dettagliato in condizioni di funzionamento in transitorio.

Il modello fast-running ha centrato in pieno l’obiettivo primario di riduzione del tempo di esecuzione della simulazione, ottenendo una riduzione assolutamente trascurabile dell’accuratezza dei risultati.

Future implementazioni del modello motore così ricavato potranno riguardare la verifica del funzionamento del circuito LP EGR, la calibrazione delle altre specie inquinanti e, eventualmente, la creazione di un’interfaccia di comunicazione con il software Simulink su cui viene solitamente sviluppato il software di gestione della centralina ECU.

Bibliografia di riferimento

[1] D. Giacosa, “*Motori endotermici*”, Edizione 15, Hoepli, 2013

[2] G. Ferrari, “*Motori a Combustione Interna*”, Bologna, Società Editrice Esculapio, 2016

[3] Q. Xin, “*Diesel Engine System Design*”, Woodhead publishing in Mechanical Engineering, 2011

Fonti

- {1} F. Millo, *Corso di "Propulsori Termici" - "Alimentazione combustibile – parte II Motori ad accensione per compressione"*, Politecnico di Torino, A.A. 2018/2019.
- {2} F. Millo, *Corso di "Propulsori Termici" - "Combustione nei motori alternativi"*, Politecnico di Torino, A.A. 2018/2019.
- {3} A. Piano, F. Millo, G. Boccardo e M. Rafigh, *Assessment of the Predictive Capabilities of a Combustion Model for a Modern Common Rail Automotive Diesel Engine*, SAE Technical Paper 2016-01-0547, 2016, doi: 10.4271/2016-01-0547.
- {4} E. Spessa, *Corso di "Controllo delle Emissioni Inquinanti"*, Politecnico di Torino, A.A. 2018/2019.
- {5} G. Technologies, *"GT-SUITE Flow Theory Manual"*, 2018.
- {6} G. Technologies, *"GT-SUITE Engine Performance Application Manual"*, 2018.

Sitografia di riferimento

<https://www.gtisoft.com/gt-suite-applications/propulsion-systems/GT-Power-engine-simulation-software/> Pag. 23

<https://www.quattroruote.it/guide/componenti-auto/valvola-egr.html> Pag. 34