Politecnico di Torino

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

Analisi in ambiente GT-Power delle prestazioni di un motore Diesel light duty equipaggiato con sistema e-boost

Relatore:

Prof.ssa Daniela Anna Misul

Prof. Mirko Baratta

Ing. Roberto Finesso

Correlatore:

Ing. Gabriele Di Blasio

Istituto Motori - CNR di Napoli

Laureando:

Luigi Antinucci

Matr. 224102

Sessione Laurea Luglio 2019

Anno Accademico 2018/2019

Finalmente questo percorso è terminato. Sono tantissime le persone che mi sono state vicine. Il più grande ringraziamento va ai miei genitori che in ogni momento anche di difficoltà mi sono sempre stati di supporto e conforto. Ringrazio te papà perchè so ed ho capito tutti i sacrifici che hai fatto per me. Sei sempre stato presente, hai fatto cose che non tutti ia papà fanno per i propri figli; nonostante le noste divergenze sono e sarò sempre orgoglioso di te sei stato davvero onnipresente ti devo tanto. Ringrazio te mamma perchè davvero hai passato nottate insonni per me, per ascoltarmi, nonostante tutto per te fosse arabo. Tutto ciò che sono lo devo a te. Ringrazio mia sorella Carmen perchè sempre mi ha supportato ed è stata forse la persona più vicina di tutte in ogni situazione anche le più difficili. Ringrazio mia zia Graziella perchè senza lei forse non mi sarei innamorato di tutto ciò che ha a che fare con i numeri facendo nascere in me un animo un pò più "pragmatico". Infine rigrazio anche tutto il resto della mia famiglia che in un modo o nell'altro mi è stata vicina. Ringrazio Paolo e Pasquale che che mi hanno consigliato nei momenti un pò più difficili e mi hanno aiutato a superarli. Rimgrazio anche tutti gli altri amici che per brevità non ho citato, che mi hanno aiutato a conseguire il mio traguardo.

L'ultimo ringraziamento va alla mia ragazza Rossella che anche se conosco da appena 8 mesi mi ha restituito quella serenità necessaria a terminare il mio percorso riportandomi sui binari giusti.

Indice

1 INTRODUZIONE **8**

2 MOTORI A COMBUSTIONE INTERNA: GENERALITA' **10**

2.1 Caratteristiche principali 10

2.2 Criticità dei motori a combustione interna 12

2.3 Tecnologia per il recupero di energia: Veicoli Ibridi 14

2.3.1 Architettura dei veicoli ibridi di tipo serie (S-HEV) 16

2.3.2 Architettura dei veicoli ibridi di tipo parallelo (P-HEV) 18

2.3.3 Well to wheel 19

3 SOVRALIMENTAZIONE **22**

3.1 Generalità 22

3.1.1 Tecniche di Sovralimentazione 26

3.1.2 Sovralimentazione a pressione costante 28

3.1.3 Sovralimentazione ad impulsi 32

3.1.4 Turbina a geometria fissa con valvola Wastegate 37

3.1.5 Turbina a geometria variabile (VGT) 39

3.2 Tecnologia Turbo-Compound 40

3.2.1 Turbocopound meccanico 44

3.2.2 Turbocopound elettrico 46

3.2.3 Motore elettrico 48

4 MODELLAZIONE MONODIMENSIONALE **50**

4.1 Modello 1D: Generalità 50

4.1.1 Equazioni di conservazione 51

4.1.2 Conservazione della massa 52
4.1.3 Equazione di variazione della quantità di moto o II principio della dinamica 55
4.1.4 Equazione di conservazione dell'energia 57
4.1.5 Modellazione del motore 58
4.1.6 Modellazione del cilindro 60
4.1.7 Modello dello scambio termico attraverso le pareti del cilindro . 64
4.1.8 Modellizzazione del flusso di massa e del coefficiente di efflusso della valvola 66
4.2 Modello base 69
4.3 Validazione del modello 73
4.4 Implementazione della macchina elettrica 80
4.4.1 Simulazione del modello nella modalità generatore 82
4.4.2 Simulazione del modello nella modalità motore 85
4.5 Analisi dei risultati ottenuti 88
4.6 Analisi del rendimento del motore 93
4.7 Modello Dinamico 95
4.7.1 NEDC 99
4.7.2 Confronti 102

5 CONCLUSIONI **106**

Elenco delle figure

2.1 Schema di principio di un veicolo ibrido serie 16

2.2 Schema di principio di un veicolo ibrido parallelo 18

2.3 Caratterizzazione del well to wheel 20

3.1 Confronto tra ciclo limite quattro tempi sovralimentato e ad aspirazione naturale: (a) rapporto di compressione costante, (b) pressione massima costante. 24

3.2 Turbosovralimentazione a pressione costante. 26

3.3 Turbosovralimentazione ad impulsi di pressione. 27

3.4 Generico gruppo turbocompressore. 27

3.5 Andamento della pressione nel cilindro 1 e nel condotto di scarico in funzione dell'angolo di manovella nel caso di sovralimentazione a pressione costante. 29

3.6 Rappresentazione dello scarico spontaneo nel piano h-S nel caso di sovralimentazione a pressione costante. 30

3.7 Andamento della pressione nel cilindro e nel condotto di scarico in funzione dell'angolo di manovella nel caso di sovralimentazione a impulsi. 32

3.8 Turbina a doppio ingresso. 34

3.9 Configurazione ottimale di scarico di un motore a sei cilindri sovralimentato. 34

3.10 Configurazione ottimale di scarico di un motore a sei cilindri sovralimentato. 35

3.11 Configurazione ottimale di scarico di un motore a sei cilindri sovralimentato. 36

3.12 Schema di funzionamento di una wastegate meccanica. 37

3.13 Modello 3D di turbocompressore con valvola wastegate controllata elettronicamente. 38

3.14 Turbina a geometria variabile. 39

3.15 Sistema Turbo-Compound 40
3.16 Sistema turbo-compound di tipo meccanico. 44
3.17 Sistema ETC con turbina aggiuntiva. 46
3.18 Sistemi ETC con accoppiamento diretto del generatore. 47
3.19 Posizione della turbina del gruppo ETC. 47

4.1 Volume di controllo. 52
4.2 Volume di controllo infinitesimo. 54
4.3 Modello 0-D del cilindro 61
4.4 Schematizzazione del ciclindro a 2 zone 63
4.5 Area di riferimento della valvola 67
4.6 Banco di flussaggio per valvola di ingresso (sinistra) e valvola di scarico (destra) 67
4.7 Caratteristiche del motore 69
4.8 Modello base di partenza 70
4.9 Confronto ciclo di pressione numerico e sperimentale 71
4.10 Strategia per ottimizzare la combustione predittiva 71
4.11 Tabella con tutti i casi analizzati 72
4.12 Mappa motore: in rosso sono evidenziati i punti analizzati 72
4.13 Confronto p boost sperimentale-numerico 73
4.14 Confronto brake torque sperimentale-numerico 74
4.15 Confronto brake power sperimentale-numerico 75
4.16 Confronto portata d'aria sperimentale-numerico 75
4.17 Confronto portata di combustibile sperimentale-numerico 76
4.18 Confronto IMEP sperimentale-numerico 76
4.19 Confronto BMEP sperimentale-numerico 77
4.20 Tabella riassuntiva di confronto tra dati sperimentali con relativi errori 78
4.21 Media errori su tutti i casi 79
4.22 Modello in cui è stato implementato e-turbo 81

4.23 Particolare del modello elettrificato 81
4.24 Strategia per il calcolo del valore ottimale della potenza nella modalità rigenerativa 82
4.25 Tabella riassuntiva base-eletrico modalità generatore 83
4.26 Caso 11 1700 W 84
4.27 Caso 5 2100 W 84
4.28 Strategia per il calcolo del valore ottimale della potenza nella modalità motore 85
4.29 Tabella riassuntiva base-eletrico modalità motore 86
4.30 Caso 2 300 W 87
4.31 Caso 2 1000 W 88
4.32 Quadro riassuntivo dei valori di potenza usati nei diversi casi 89
4.33 Caso 2 confronto delle boost elettrico-base ed analisi del turbo-lag . . . 90
4.34 Caso 3 confronto delle boost elettrico-base ed analisi del turbo-lag . . 90
4.35 Caso 5 confronto delle boost elettrico-base ed analisi del turbo-lag . . 91
4.36 Caso 6 confronto delle boost elettrico-base ed analisi del turbo-lag . . 91
4.37 Caso 11 confronto delle boost elettrico-base ed analisi del turbo-lag . . 92
4.38 Rack position modello base-elettrico 92
4.39 Tabella riassuntiva variazioni di rendimento e BSFC 94
4.40 Tabella riassuntiva delle categotie di veicoli 96
4.41 Ciclo ECE 97
4.42 Ciclo EUDC 97
4.43 Ciclo EUDC per veicoli a bassa potenza 98
4.44 Parametri usati nel ciclo 98
4.45 Strategia di controllo sull'iniezione 99
4.46 Mappa di BMEP per il controllo iniezione 100
4.47 Strategia di controllo PID sul motore elettrico 100
4.48 PID per il controllo sul motore elettrico 101
4.49 Modalità di funzionamento della macchina elettrica 101

4.50 Confronto tra BMEP ciclo standard e modello base 102
4.51 Confronto tra BMEP ciclo standard e modello elettrificato 103
4.52 Confronto tra BMEP del ciclo starndard, modello base ed elettrificato 103
4.53 Confronto tra fuel rate del modello base ed elettrificato con ciclo standard 104
4.54 Confronto delle emissioni di CO_2 di entrambi i modelli 105
4.55 Tabella dei confronti tra quantità di combustibile e CO_2 prodotta nel ciclo con entrambi i modelli 105

CAPITOLO 1

INTRODUZIONE

La riduzione del consumo di carburante dei motori a combustione interna utilizzati per la trazione dei veicoli è uno degli obiettivi più impegnativi nella ricerca presente e futura dell'industria automobilistica. Poiché le leggi europee stanno abbassando i limiti delle emissioni di scarico con l'introduzione di standard sempre più stringenti per affrontare il problema dell'inquinamento ambientale, è obbligatorio per i produttori di motori aumentare l'efficienza dei motori cercando di massimizzare la quantità di energia trasferita dal carburante alle ruote. I motori a combustione interna non sono più l'unico sistema propulsivo che può essere utilizzato, perché ci sono ad esempio macchine elettriche in grado di recuperare energia, altrimenti persa, che viene poi utilizzata per migliorare le prestazioni del veicolo in base alle richieste del conducente. Il veicolo ibrido più comune include un motore / generatore in grado di ricaricare la batteria ad esempio durante la frenata, ma ci sono anche altri metodi per il recupero dell'energia, come sistemi che recuperano energia sfruttando il moto degli ammortizzatori, sistemi in grado di accumulare energia dai gas di scarico che passano attraverso la turbina ecc. Lo scopo del presente lavoro di tesi è analizzare le potenzialità di un sistema e-turbo applicato a un motore diesel sovralimentato.

Grazie alla loro maggiore efficienza, i motori diesel sono stati preferiti per le applicazioni commerciali e di veicoli pesanti, ma occupano anche una grande quota nel mercato automobilistico grazie agli enormi investimenti fatti negli ultimi due decenni su questa tecnologia. Oggi tutti i motori diesel sono sovralimentati perché l'efficienza della combustione del diesel aumenta quando la densità dell'aria nella camera di combustione è più alta. Aggiungendo un motore / generatore all'albero del turbocompressore è possibile

caricare la batteria quando il motore funziona ad alta velocità (la macchina elettrica funziona come generatore quando la portata del gas di scarico è maggiore di quello che è necessario per raggiungere il target di boost), mentre funziona come motore fornendo coppia al compressore durante le fasi di accelerazione per minimizzare l'effetto del turbo-lag. Questa tecnologia è utilizzata dal 2014 sui motori di Formula 1.

Verrà valutato se il sistema apporta miglioramenti in termini di consumo di carburante e rendimento.

Nella parte finale del lavoro sul modello è stato implementato il ciclo di omologazione standard NEDC, in quanto si avevano a disposizione tutti i dati sperimentali del veicolo, in questo modo sono state valutate le evoluzioni dinamiche dei 2 modelli per poter determinare l'effettivo consumo di combustibile e la produzione di CO_2 lungo tutto il ciclo.

CAPITOLO 2

MOTORI A COMBUSTIONE INTERNA: GENERALITA'

In questo Capitolo sono state descritte le peculiarità del motore a combustione interna, ponendo l'attenzione sulle differenze principali esistenti tra motori Diesel (Accensione Spontanea) e quelli Benzina (Accensione Comandata); successivamente sono state evidenziate le criticità relative a ciascun tipo di motore ed, infine, sono stati illustrati i sistemi che permettono di recuperare potenza, altrimenti dissipata, con l'aumento dell'efficienza.

2.1. Caratteristiche principali

Il motore a combustione interna deve il suo successo a numerosi fattori che ne fanno la macchina motrice piú diffusa e utilizzata in tutto il mondo per la trazione stradale. Ciò è legato a vari fattori quali: l'alto valore del rapporto potenza/volume, alla possibilitá di essere alimentato con una grande varietá di combustibili liquidi o gassosi ed il fatto di essere costruito con materiali convenzionali e facilmente riciclabili. A questi fattori si aggiungono alcune ragioni logistiche legate al suo prevalente utilizzo nel settore automobilistico e la capillare rete di rifornimento di combustibile a livello mondiale hanno contribuito alla diffusione di questa modalità propulsiva. La maggiore complessitá e gli accresciuti standard qualitativi imposti dal mercato, hanno comportato una particolare attenzione nello sviluppo dei motori a combustione interna: è stato necessario ottimizzare i sistemi di propulsione con l'obiettivo di migliorare le prestazioni in termini di rumorosità, comfort di marcia, consumi, riduzione di emissioni di CO_2 e

soprattutto di emissioni di inquinanti tossici. Nel campo dei motori Diesel, i tradizionali sistemi di iniezione meccanica sono stati gradualmente sostituiti dai sistemi Common Rail a controllo elettronico. Sia i motori diesel che quelli a benzina convertono l'energia chimica in energia meccanica per mezzo di una serie di esplosioni. Il modo in cui queste esplosioni si verificano rappresenta la differenza principale tra i due motori. Il motore Diesel, brevettato nel 1892 da Rudolf Diesel, é un tipo di motore alternativo a combustione interna, alimentato a gasolio, che sfrutta il principio della compressione per ottenere l'accensione del combustibile e non l'azione delle candele d'accensione impiegate invece da un motore ad accensione comandata. La storia evolutiva del motore Diesel o ad accensione per compressione é stata segnata dalla presenza sul mercato del motore ad accensione comandata o motore a scoppio. Con riferimento ai cicli termodinamici ideali di entrambe le tipologie di motore si deduce che il motore ad accensione comandata (AC) é caratterizzato da rendimenti piú elevati della controparte ad accensione spontanea (AS) a paritá di condizioni di funzionamento (alimentazione, scarico) e con uguali dimensioni caratteristiche del pistone e del cilindro (pari rapporto di compressione). Il rendimento del ciclo ideale di entrambe i motori cresce col rapporto di compressione (rapporto tra volume massimo e minimo spazzati dal pistone). I motori Diesel sono progettati con rapporti di compressione molto piú elevati del motore AC perché non si genera l'indesiderato fenomeno di detonazione che si verifica con la benzina. Un'altra importante differenza tra le versioni base dei motori ad AS e ad AC risiede nella combustione. Lo scoccare della scintilla di una candela che si affaccia sul cielo della camera di combustione determina l'accensione della miscela aria-benzina nei motori ad accensione comandata; quindi un fronte di fiamma si propaga dalla candela in tutta la camera di combustione che in assenza di detonazione, raggiunge le pareti della camera e la testa del pistone senza determinare elevati gradienti di pressione. Nei motori ad AS il combustibile viene in parte iniettato prima del Punto Morto Superiore (PMS) e, quando si raggiungono le condizioni di pressione e temperatura di autoaccensione del Diesel, brucia contemporaneamente in tutta la camera di combustione provocando un repentino incremento della pressione interna del cilindro. A questa fase detta di

combustione premiscelata segue la fase di combustione diffusiva, piú lenta, in cui le elevate temperature in camera determinano una graduale evaporazione e successiva combustione del combustibile iniettato in camera.

2.2. Criticità dei motori a combustione interna

Le normative sempre più stringenti in termini di emissioni sia inquinanti che di CO_2, in particolare per i motori AS, rendono la loro realizzazione sempre più impegnativa per le case costruttrici. Di seguito verranno descritte le principali criticità del motore Diesel.

Dall'analisi del processo di combustione si comprende come é necessario adoperare elevati valori del rapporto volumetrico di compressione per consentire all'aria di raggiungere le elevate temperature e pressioni atte a realizzare l'autoaccensione del combustibile iniettato. I valori elevati della pressione richiedono una particolare robustezza nel progetto meccanico dell'intero motore, mentre gli elevati eccessi d'aria comportano piú elevati rendimenti termodinamici, stanti le minori perdite anche durante le fasi di espansione, ma minori potenze per unitá di cilindrata. I notevoli gradienti di pressione durante la fase di combustione premiscelata sono fonte di notevoli sollecitazioni meccaniche cicliche che a loro volta sono causa di notevoli vibrazioni e del conseguente indesiderato rumore tipico dei vecchi motori Diesel. L'aspetto che penalizza principalmente questi motori sono le emissioni inquinanti (come il particolato e gli NO_x, ma da non sottovalutare sono anche sostanze come gli HC e il CO). Per rispettare i limiti si é cominciato a ricorrere all'uso della tecnologia EGR, (sigla derivata dall'inglese Exhaust Gas Recirculation), che consiste nel riciclare i gas di scarico reiniettandoli nelle camere di combustione cosí da contenere temperature interne ed eccessi d'ossigeno, principali fattori della formazione degli ossidi d'azoto (NO_x), e la tecnologia dell'SCR (Selective Catalytic Reduction) piú tecnologico e indicato per le vetture di medio/alte prestazioni, perché consente di

mantenere alte potenze specifiche nonostante le emissioni contenute. Questi ristretti limiti dell'Euro 6 sono la ragione che hanno portato, alla fine del 2015, al "dieselgate" o "scandalo sulle emissioni". E' il termine utilizzato per descrivere la vicenda del quale si é reso colpevole il gruppo Volkswagen, accusato di gravi irregolaritá nella gestione del controllo delle emissioni di alcune fra le proprie vetture diesel con l'uso di un software di manipolazione progettato per aggirare le normative ambientali sulle emissioni di NO_x e di inquinamento da gasolio. Per le case costruttrici sono previste delle ammende per ogni vettura venduta che ecceda tali limiti. Di fronte a questo quadro legislativo é comprensibile la ricerca di soluzioni alternative al motore diesel, quali motori elettrici e ibridi.

2.3. Tecnologia per il recupero di energia: Veicoli Ibridi

In questo paragrafo sono mostrate le peculiarità del motore ibrido con le diverse architetture ed infine anche l'analisi well to wheel per valutare l'effettivo impatto ambientale.

Le auto dotate di tecnologia ibrida sono vetture aventi due o più sistemi di propulsione. Aggiungendo un motore elettrico a un sistema di trazione equipaggiato con un motore a combustione interna si ha un notevole miglioramento dell'efficienza complessiva. Si ottiene in questo modo un sistema a trazione ibrida, che consente di sfruttare il motore a combustione interna nelle condizioni di funzionamento a rendimento più elevato, minimizzandone l'utilizzazione nelle condizioni di basso carico. I veicoli a propulsione ibrida puntano a fornire il valor medio della potenza richiesta, sfruttando in modo ottimale il motore a combustione interna e ricorrendo ad un sistema di accumulo, in linea di principio contenuto, per erogare i picchi di potenza necessari nei periodi di maggior richiesta (accelerazioni, salite, tratti ad alta velocità) o per immagazzinare la potenza in eccesso nei periodi di frenatura. È anche possibile marciare a motore endotermico spento, seppure per brevi tratti, come ad esempio nei centri urbani. Per vetture di tecnologia ibrida si possono affermare le seguenti considerazioni:

- il motore elettrico può sostituire del tutto o in parte il motore a combustione interna nelle condizioni di stop and go (guida in condizioni di traffico congestionato) e di carico ridotto;

- il motore elettrico può coadiuvare il motore a combustione interna in accelerazione, il che consente di utilizzare motori termici di dimensioni minori, intrinsecamente più efficienti date le minori perdite termiche e per attrito, senza alcuna riduzione delle prestazioni complessive;

- il motore elettrico può essere utilizzato per recuperare una parte dell'energia cinetica del veicolo in decelerazione (frenata rigenerativa), energia che altrimenti andrebbe dissipata per attrito e che viene viceversa convertita in energia elettrica;
- la potenza elettrica addizionale generata dal motore-generatore elettrico può essere utilizzata per sostituire ausiliari idraulici di bordo come la pompa del servosterzo o la pompa dell'acqua.

Esistono diverse architetture per i motori ibridi in particolare si ha:

- veicolo ibrido elettrico serie(S-HEV: Series Hybrid electric Vehicles)
- veicolo ibrido elettrico parallelo(P-HEV: Parallel Hybrid electric Vehicles).

L'ibrido serie si avvicina all'idea di veicolo elettrico puro, a cui sia stata data la possibilità di effettuare a bordo la carica, tramite un sistema di generazione; l'ibrido parallelo è più streattamente legato al concetto tradizionale , nel quale il motore lavora in parallelo con il motore a combustione interna, per coprire i picchi di richiesta e consentire il recupero in frenatura.
Nei veicoli convenzionali una quantità di energia rilevante viene persa durante la fase di decelerazione e in frenata. Tale energia è consumata soprattutto dal sistema frenante e dagli attriti interni del motore (attriti meccanici e perdite di pompaggio). In un veicolo ibrido, invece, il motore elettrico viene utilizzato come generatore per recuperare l'energia suddetta e immagazzinarla negli accumulatori (utilizzazione del motore elettrico, normalmente utilizzato per la trazione, come generatore per ricaricare gli accumulatori). In pratica, una parte consistente della forza frenante viene trasformata in potenza elettrica attraverso un freno elettrico del motore-generatore e ciò permette anche di limitare il consumo delle guarnizioni di attrito del sistema frenante (pastiglie dei freni). I sistemi ibridi prevedono lo spegnimento del motore termico in assenza di carico, in particolare quando il veicolo è fermo (funzione stop and start), il che consente di eliminare il consumo di carburante e le emissioni di inquinanti. Il motore elettrico ha una potenza sufficiente da riavviare, se necessario, il motore termico in appena 2

decimi di secondo, senza che il conducente avverta alcun inconveniente. Tale funzione (detta anche di idle off, equivalente allo stop and start) consente da sola una riduzione del consumo di carburante anche oltre il 5%. In un veicolo ibrido la disponibilità di una potenza elettrica addizionale consente di migliorare l'efficienza degli ausiliari del motore termico (compressore dell'A/C, pompa del servosterzo e pompa dell'acqua, ecc.), che normalmente sono azionati dall'albero del motore termico attraverso cinghie, ingranaggi o catene con efficienza meccanica assai bassa; inoltre la loro velocità dipende dalla velocità del motore termico. L'utilizzo di ausiliari di tipo elettrico consente una soluzione ben più efficiente, dal momento che essi possono essere azionati solo quando necessario e alla velocità ottimale, indipendentemente dalla velocità del motore termico. I vantaggi della tecnologia ibrida, già noti all'inizio del XX secolo, sono diventati fruibili solo recentemente, con lo sviluppo di sistemi di controllo elettronici e di accumulatori di energia elettrica sofisticati e dal costo di produzione accettabile. Ciò può consentire la commercializzazione di veicoli su larga scala: i veicoli ibridi sono oggi disponibili sul mercato e sono in grado di ridurre in maniera consistente il consumo di carburante e l'impatto ambientale complessivo, senza un eccessivo aggravio dei costi.

2.3.1 Architettura dei veicoli ibridi di tipo serie (S-HEV)

Lo schema di principio di un veicolo ibrido serie è riportato in Figura 2.1.

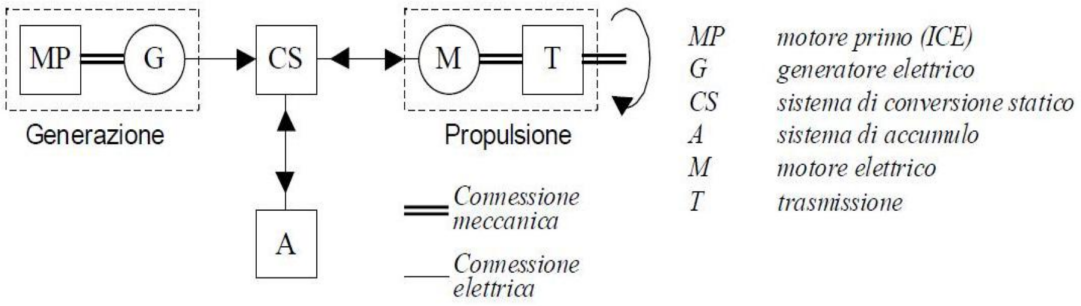

Figura 2.1: Schema di principio di un veicolo ibrido serie

Nell'ibrido serie l'energia prodotta dal motore primo viene trasformata direttamente in energia elettrica necessaria alla propulsione. A seconda delle scelte progettuali e delle strategie di controllo implementate, una parte dell'energia fornita dalla sorgente primaria può eventualmente servire anche per ricaricare la sorgente ausiliaria. La sorgente primaria può essere di due tipi: o un motore a combustione interna unito ad un generatore elettrico, oppure una cella a combustibile ad idrogeno (fuel cell); la sorgente ausiliaria è composta solitamente da un pacco batterie, ma possono essere presenti anche condensatori e volani. L' energia elettrica stoccata è poi utilizzata da un azionamento elettrico di trazione, secondo lo schema riportato nella Figura 2.1 (in questo caso la sorgente primaria è un motore a combustione interna). Con riferimento allo schema di Figura 2.1 il disaccoppiamento presente tra l'asse meccanico del motore endotermico e le ruote consente di ottimizzare la gestione del motore primo in relazione alle richieste di potenza, permettendo cioè di far lavorare il motore a punto fisso, sempre nella zona di maggior rendimento. Si nota inoltre che il disaccoppiamento rende possibile anche l'eliminazione della frizione e del cambio dalla configurazione finale del veicolo. Per la sua stessa configurazione progettuale, si può osservare che l'ibrido serie sviluppa piene prestazioni in puro elettrico, ed ha anche il vantaggio che la coppia elettrica si controlla in modo più soddisfacente rispetto a quella sviluppata da un motore a combustione interna. Di contro, in questa configurazione, si ha che il generatore, ed in generale tutta la componentistica elettrica, vengono necessariamente dimensionati per la piena potenza, aumentandone così gli ingombri ed il peso. Poiché inoltre si tende a volere una certa autonomia in puro elettrico, nell'ordine delle decine di chilometri, l'ingombro ed il peso delle batterie non sono trascurabili. Analizzando rapidamente l'ibrido serie nella versione con le celle a combustibile, si può notare come questa tecnologia porti ad avere emissioni ridottissime (soprattutto se l'idrogeno è usato come combustibile) ed una elevata efficienza della catena, ma anche gli stessi svantaggi tipici della tecnologia ad idrogeno.

2.3.2 Architettura dei veicoli ibridi di tipo parallelo (P-HEV)

Per quanto riguarda il veicolo ibrido parallelo, lo schema generale è riportato in Figura 2.2.

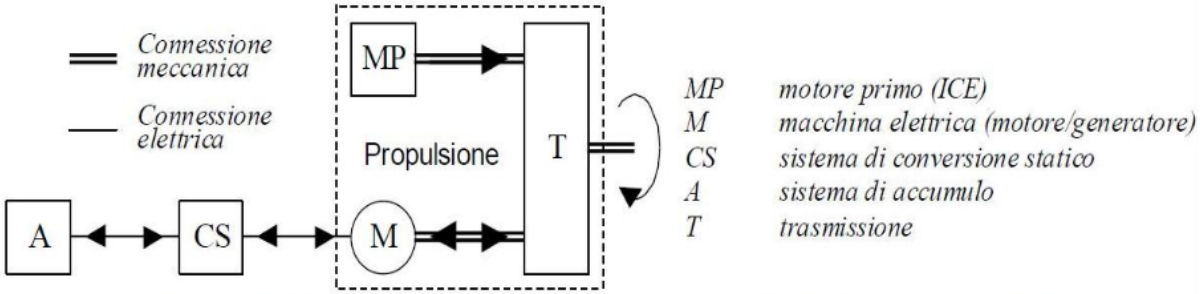

Figura 2.2: Schema di principio di un veicolo ibrido parallelo

Nel veicolo ibrido parallelo, a differenza dello schema serie, sia il motore elettrico che quello endotermico possono fornire contemporaneamente potenza meccanica alla trasmissione. La parte elettrica non è perciò dimensionata per fornire piena potenza. In generale sono possibili tutte le configurazioni, ossia il funzionamento in elettrico puro, quello convenzionale con la sola trazione endotermica e l'ibrido, che si basa su un opportuno sistema di trasmissione. Il sistema di trasmissione nella configurazione di ibrido parallelo richiede numerosi organi, con conseguenti perdite energetiche per dissipazione, ed inoltre porta all'insorgere di vincoli costruttivi legati alla disposizione dei vari componenti. Il legame che intercorre tra la velocità delle ruote ed il punto di lavoro del motore primo non è completamente libero, e spesso ciò non consente di far lavorare il motore endotermico a regimi ottimali, come invece accade nell'ibrido serie. Da questo punto di vista, alcuni benefici possono essere ottenuti con l'uso di rotismi epicicloidali, per i quali la velocità di due dei tre assi facenti riferimento al rotismo (si veda la Figura 2.2) possono essere imposte in maniera indipendente, restando vincolata solo la terza.

2.3.3 Well to wheel

L'indice well–to–whell, WTW, letteralmente "dal pozzo alla ruota", permette di confrontare i carburanti per analisi di tipo energetico e può essere utilizzato per analisi di carattere ambientale. Tale analisi viene effettuata per valutare se la realizzazione di altre soluzione propulsive (veicoli ibridi, elettrici, ecc) portano ad una reale diminuzione delle emissioni.

Normalmente viene espresso in Mega Joule al km, MJ/km. Scopo dell'indice WTW è di rendere confrontabili tra loro diverse tecnologie propulsive e carburanti, sia dal punto di vista dell'efficienza del mezzo di trasporto, sia del rendimento della tecnologia che permette di ottenere il carburante ed il vettore energetico usato per trasportarlo e/o immagazzinarlo.

L'indice WTW parte dalla fonte primaria di energia (energia per la sua estrazione), considera i processi per la sue eventuali trasformazioni (ad esempio il petrolio deve essere lavorato e raffinato per essere usato sulle automobili), il costo in termini energetici per il suo trasporto, ed infine la quantità di energia usata per muovere un'auto per una determinata distanza (funzione della combinazione del carburante e della tecnologia propulsiva). L'indice well-to-wheel è spesso suddiviso in due sottoindici come mostrato in Figura 2.3 ha:

- il well-to-tank (WTT, dal pozzo al serbatoio),
- il tank-to-wheel (TTW, dal serbatoio alla ruota);

per permettere di differenziare i costi energetici strettamente legati alla fonte primaria (estrazione, lavorazione, trasformazione e trasporto) da quelli legati alla tecnologia propulsiva (motore endotermico, veicolo puramente elettrico, ibrido, ad idrogeno, ecc). Il WTT considera l'ammontare di energia necessario per rendere disponibile un carburante dalla fonte energetica primaria fino al rifornimento del serbatoio del veicolo;

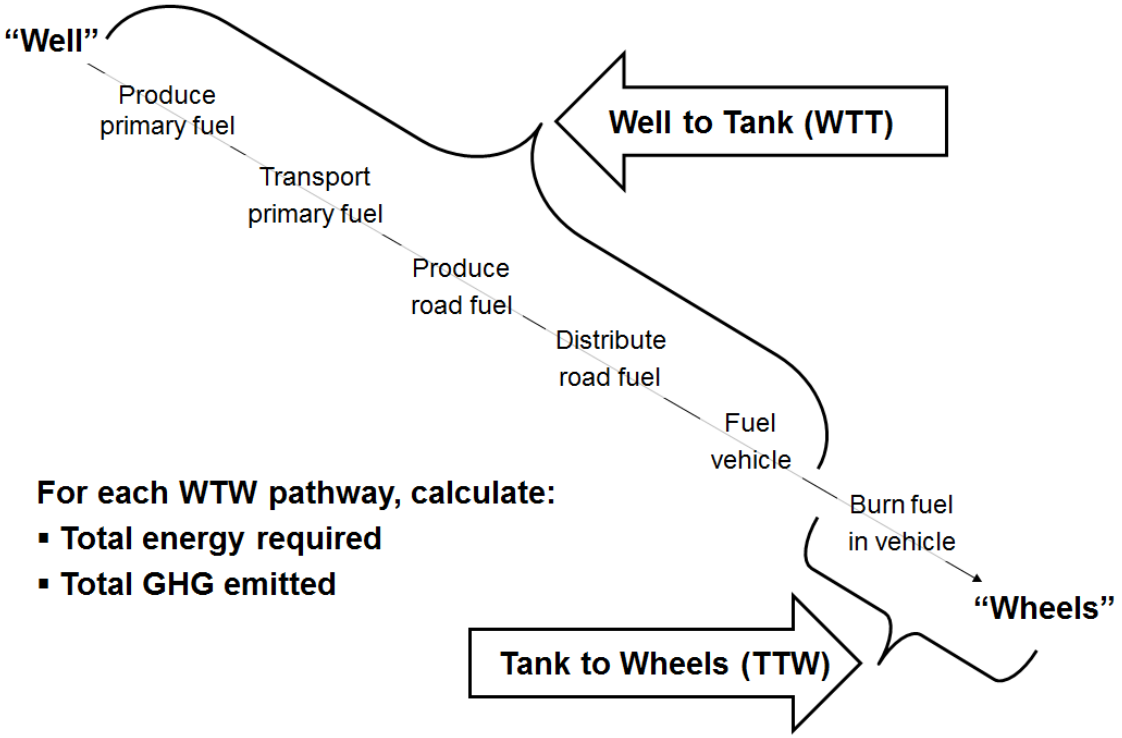

Figura 2.3: Caratterizzazione del well to wheel

solitamente viene espresso in MJ_t/MJ_f, dove MJ_f è l'energia contenuta nel carburante immagazzinato nel serbatoio del veicolo e MJ_t è l'energia spesa per rendere disponibile 1 MJ di carburante.

Il TTW considera l'ammontare di energia usato per muovere un veicolo per una determinata distanza, dipendendo dalla combinazione del carburante e della tecnologia propulsiva impiegata; rappresenta, più intuitivamente, il consumo specifico di carburante.

Il TTW è espresso in MJ_f/km o in $MJ_f/100$ km ed è quindi la quantità di energia usata per muovere un veicolo per 1 o 100 chilometri.

Per abbassare le emissioni di anidride carbonica, e di conseguenza limitare l'effetto serra, negli anni recenti si sta prestando grande attenzione al concetto di "decarbonizzazione" delle fonti energetiche primarie e alle catene energetiche di produzione dei combustibili. In questo senso, come si è già anticipato, la metodologia well-to-wheel offre un valido strumento di valutazione dell'impatto energetico globale delle tecnologie propulsive. Normalmente è calcolato facendo riferimento ad un ciclo urbano standard.

Da questo tipo di analisi si deduce che i voicoli elettrici presentano una efficienza che è circa il doppio dei veicoli tradizionali ed inoltre si ha una netta riduzione delle emissioni di CO_2.

CAPITOLO 3

SOVRALIMENTAZIONE

In questo Capitolo sono state descritte le peculiarità di un sistema sovralimentato, successivamente si focalizzerà l'attenzione sul sistema Turbo-Compound su cui è incentrato questo lavoro di tesi.

3.1. Generalità

La sovralimentazione nasce come tecnica per gli aerei, in passato propulsi mediante motori alternativi ed elica, le condizioni atmosferiche di riferimento al variare della quote. E' logico pensare che per un aereo, al variare della quota (e pertanto della densità dell'aria) si presentino problemi di prestazioni del motore dovute alla rarefazione dell'aria comburente, con conseguenti rischi di spegnimenti o malfunzionamenti quando la densità dell'aria è tale da non permettere una combustione stabile della miscela aria combustibile. La soluzione a tale problema venne individuata dotando i motori aeronautici di piccole unità di sovralimentazione in grado di garantire un valore di compressione dell'aria aspirata adeguato al ripristino delle condizioni di riferimento (atmosferiche), permettendo così una migliore efficienza dei motori. Successivamente la pratica della sovralimentazione venne estesa, non solo più quindi come "metodo per ripristinare le condizioni di riferimento", bensì come pratica normale per incrementare la potenza specifica dei motori, in quanto l'incremento della densità dell'aria aspirata a parità di condizioni ambientali permetteva un sensibile innalzamento della potenza specifica del motore, con benefici evidenti in quanto era così possibile a parità di potenza del motore, impiegare motori di cilindrata ridotta, oppure di disporre a parità di cilindrata, di potenze molto più elevate. La tecnica della sovralimentazione, così come moltissimi

miglioramenti dell'industria motoristica aeronautica, sono stati trasmessi all'industria automobilistica.

Al giorno d'oggi la sovralimentazione è molto utilizzata perchè permette di rispondere alle esigenze contemporanee, volte al downsizing ed alla guidabilità. Un motore sovralimentato ha una potenza specifica maggiore rispetto all'equivalente aspirato:

$$P_e = V p_{me} \frac{n}{\varepsilon} \tag{3.1}$$

dalla 3.1 si nota come la potenza di un motore a combustione interna possa essere aumentata, a parità di cilindrata, incrementando il regime di rotazione o la pressione media effettiva. La pressione media effettiva esprime il lavoro effetivo prodotto nel ciclo per unità di cilindrata e dalla 3.2 si vede come un aumento della densità dell'aria porti ad un aumento della potenza del motore.

$$p_{me} = \eta_i \eta_o \frac{H_i}{\alpha} \lambda_v \rho_a \tag{3.2}$$

La potenza del motore può essere aumentata anche aumentando la cilindrata o il numero di giri, la prima pratica ha come effetto collaterale un aumento del peso del motore, un maggiore ingombro ed un peggioramento del rendimento organico, la seconda farebbe crescere troppo le forze d'inerzia in gioco e si dovrebbero alleggerire tutte le parti in moto. La sovralimentazione è pertanto la via preferita poichè le forze in gioco crescono solo linearmente con la pme, nei motori a benzina l'eccessiva pressione dell'aria potrebbe però causare l'autoaccensione della miscela. Nella Figura 3.1a sono confrontati i cicli limite di un motore quattro tempi sovralimentato e ad aspirazione naturale. Se il rapporto di compressione è mantenuto costante, il motore sovralimentato ha un'area utile del ciclo maggiore ma anche una pressione massima più alta, ciò può causare danni ed anomalie al motore. Per questo motivo si tende ad attuare la sovralimentazione mantenendo la pressione massima costante attraverso una diminuzione del rapporto di compressione, dalla Figura 3.1b si nota come rimanga un vantaggio sul lavoro estratto dal ciclo rispetto

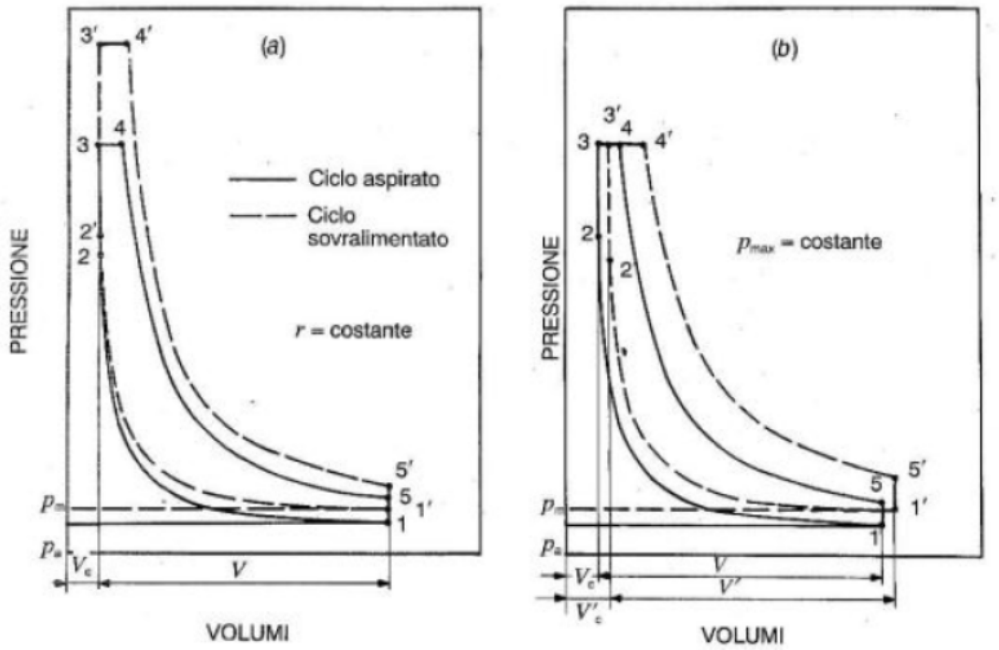

Figura 3.1: Confronto tra ciclo limite quattro tempi sovralimentato e ad aspirazione naturale: (a) rapporto di compressione costante, (b) pressione massima costante.

al caso aspriato. Il rapporto di compressione viene ridotto scegliendo opportunamente il volume della camera di combustione. Nel caso quindi di un incremento di potenza a pari cilindrata si ottiengono vantaggi in termini di costi e peso per unità di potenza erogata, se si riduce invece la cilindrata la sovralimentazione permette di ridurre consumi ed emissioni senza perdere in quanto a prestazioni, questa pratica viene comunemente chiamata downsizing.

La sovralimentazione è molto utilizzata nei motori Diesel perchè, innalzando pressione e temperatura dell'aria, permette di migliorare il processo di combustione e quindi di bruciare combustibili meno costosi e di minore qualità. L'utilizzo poi di un turbocompressore permette il recupero di energia allo scarico che, insieme al miglioramento della combustione, garantisce un incremento del rendimento della macchina termica. La combustione più graduale rende il processo meno rumoroso e le onde di pressione nei collettori sono regolarizzate dalla turbina. Per contro nei motori ad accensione comandata l'innalzamento di pressioni e temperature può causare la detonazione, soprattutto nel caso la carica non venga raffreddata da un intercooler. In generale altri

problemi che possono nascere, sia per motori Otto che Diesel, sono l'eccessivo aumento di carichi meccanici e termici e problemi di guidabilità a causa di una curva di coppia non favorevole alla trazione. Nel caso particolare della turbosovralimentazione può nascere un ritardo nella risposta al transitorio chiamato turbolag, il fenomeno avviene a bassi regimi e carichi quando la portata processata dalla turbina è insufficiente a far raggiungere al compressore la pressione di boost necessaria.

È il caso di operare alcune distinzioni molto importanti sia sul piano funzionale, che su quello termodinamico. Le prestazioni di un motore sovralimentato cambiano a seconda che il compressore adottato sia di tipo volumetrico oppure dinamico ed ulteriormente a seconda che il compressore sia direttamente trascinato dal motore (prelevando cioè energia meccanica dall'albero), oppure che sia mosso da una apposita turbina azionata dai gas di scarico.

Esempi di compressori volumetrici sono il compressore Roots, il compressore a vite, a palette e simili, mentre i compressori dinamici ricadono tra le turbomacchine (e quindi operano la compressione mediante la variazione dei triangoli di velocità). Prima di tutto si precisa che fra tutti tipi di compressori volumetrici esistenti, la scelta attualmente cade solo su quelli rotativi perché, potendo funzionare ad elevate velocità di rotazione, possono dare le grandi portate desiderate con ridotti ingombri e pesi, il che è particolarmente apprezzato nell'impiego automobilistico. Per quanto i compressori Roots possono essere trascinati ad elevate velocità di rotazione, tuttavia non sono compatibili col diretto accoppiamento ad una turbina a gas di scarico che ruota fra 100.000 e 200.000 rpm circa, già solo per questo motivo è escluso l'accoppiamento fra compressore volumetrico e turbina gas di scarico. Resta una soluzione per i volumetrici: compressore Roots trascinato direttamente dal motore. Passando ai compressori dinamici possono essere di tipo assiale o centrifugo. Il primo è raramente impiegato e solo nei grandi motori industriali per motivi di ingombro. Per questa pesante limitazione in pratica si trova solo il compressore di tipo centrifugo.

3.1.1 Tecniche di Sovralimentazione

La classificazione dei vari metodi di sovralimentazione può essere a seconda del tipo di motore a cui è applicata, in base al principio di funzionamento del compressore o in base alla fonte di energia utilizzata per trascinarlo. Il compressore può essere mosso da:

- lo stesso motore attraverso un accoppiamento meccanico all'albero, il rendimento globale diminuisce per il fatto che è il motore stesso a dissipare energia per trascinare il compressore;
- una turbina mossa dai gas combusti scaricati dal motore. In questo caso si ottiene l'accoppiamento di una macchina dal funzionamento fortemente instazionario e volumetrica come il motore, adatta ad elaborare basse portate e grandi salti di pressione, con un gruppo di turbomacchine adatte ad elaborare grandi portate e piccoli salti di pressione e di cui è difficile individuarne i punti di funzionamento in condizioni instazionarie. Quest'ultima soluzione è la sovralimentazione a gas di scarico o turbosovralimentazione.

Sono state sviluppate varie soluzioni per accoppiare il motore, dal funzionamento fortemente instazionario, al turbocompressore che invece opera con una maggiore efficienza in condizioni stazionarie. Le configurazioni di turbosovralimentazione che hanno avuto maggiore successo sono:

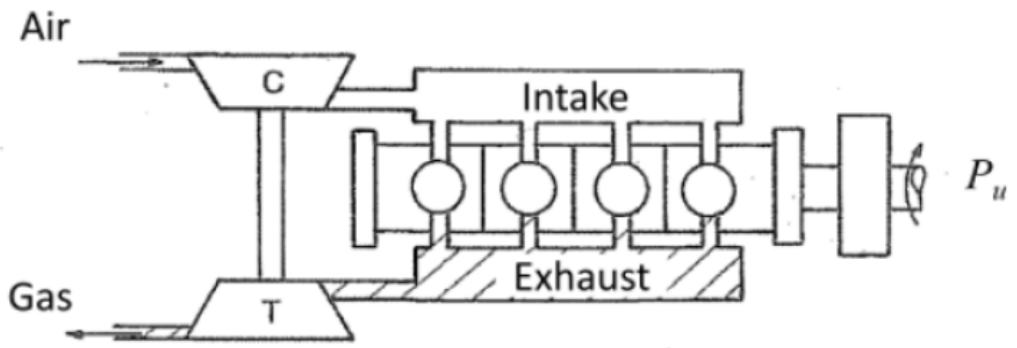

Figura 3.2: Turbosovralimentazione a pressione costante.

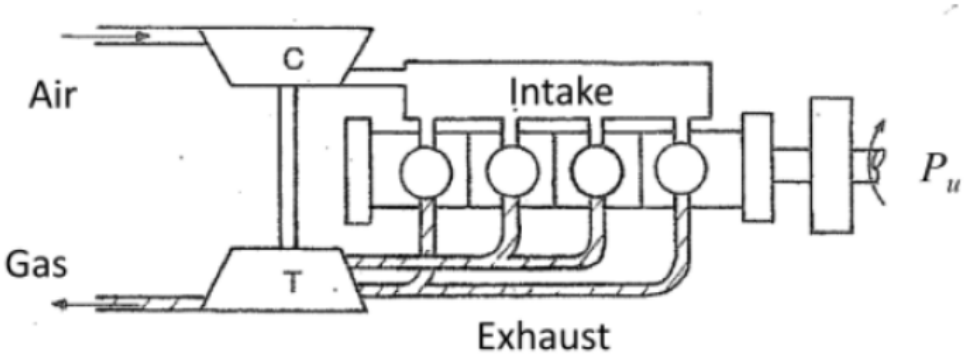

Figura 3.3: Turbosovralimentazione ad impulsi di pressione.

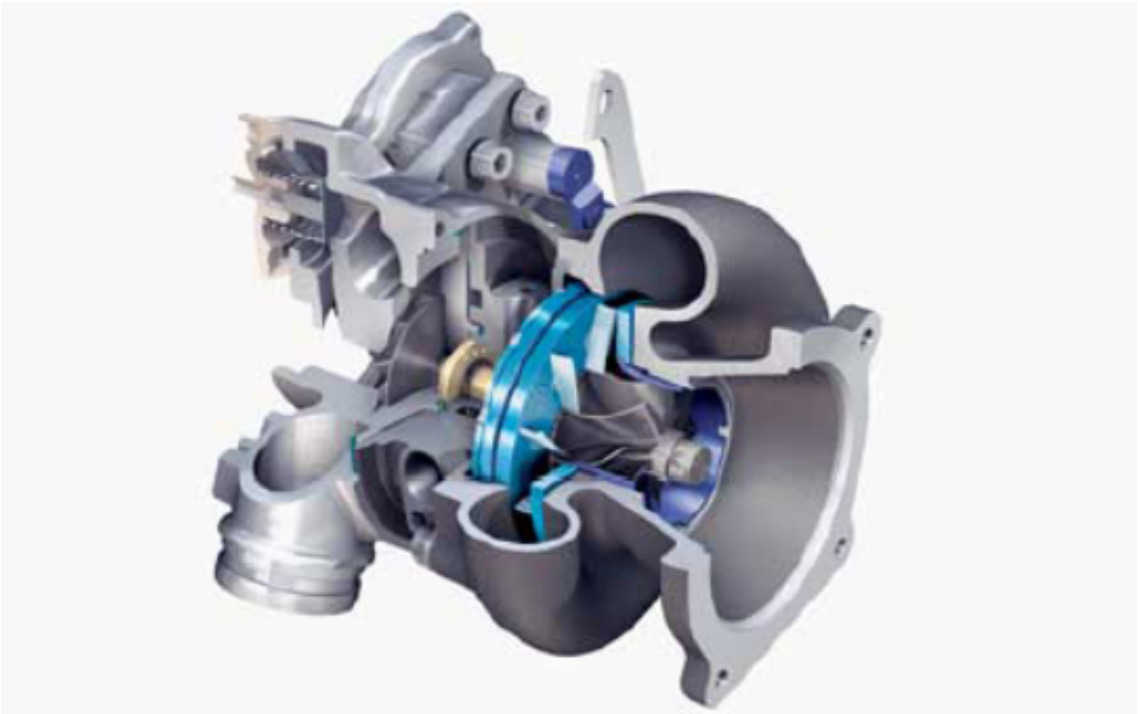

Figura 3.4: Generico gruppo turbocompressore.

- turbosovralimentazione a pressione costante (Figura 3.2). In questa configurazione il collettore di scarico è un volume capiente collegato ai cilindri da brevi condotti, la sua funzione è quella di smorzare le oscillazioni di pressione e permettere il funzionamento più stazionario possibile del gruppo turbo. Lo smorzamento delle onde di pressione causa però un decadimento di una parte dell'energia che non può essere più convertita in lavoro, ciò crea problemi quando al motore è richiesta prontezza di risposta su tutto il campo di operatività;

- turbosovralimentazione ad impulsi (Figura 3.2). In questo caso i collettori di scarico sono caratterizzati da un volume piccolo, le ampie oscillazioni di pressione sono così tramesse pressochè immutate all'ingresso della turbina. Una corretta gestione dell'ordine di combustione e degli istanti di apertura delle valvole di scarico fa in modo che gli impulsi siano ben differenziati e non disturbino la fase di scarico dei cilindri adiacenti;

- motore turbocomposito. L'accoppiamento tra motore e turbocompressore è raggiunto meccanicamente permettendo una trasmissione di potenza tra i due. Il principale svantaggio di questa situazione è la complessità meccanica del collegamento dei due alberi, che hanno regimi di funzionamento molto diversi tra loro.

Turbina e compressore sono calettate sullo stesso albero e costituiscono un gruppo autonomo dal punto di vista meccanico come si può vedere dalla Figura 3.4.

3.1.2 Sovralimentazione a pressione costante

Nel sistema a pressione costante il collettore di scarico dovrà avere un volume sufficentemente elevato in modo da smorzare le onde di pressione in maniera corretta. Se ciò non accadesse si avrebbero problemi nella fase di scarico di un cilindro dovuti alle onde di pressione generate dai cilindri adiacenti. Il valore ottimale del volume

dipende dalla pressione nel cilindro allo scarico, dalla frequenza con cui si susseguono gli scarichi, dalla portata dei gas combusti e da molti altri parametri. In genere l'esperienza motoristica suggerisce valori compresi tra una e quattro volte la cilindrata, predominante nella scelta è però lo spazio a disposizione.

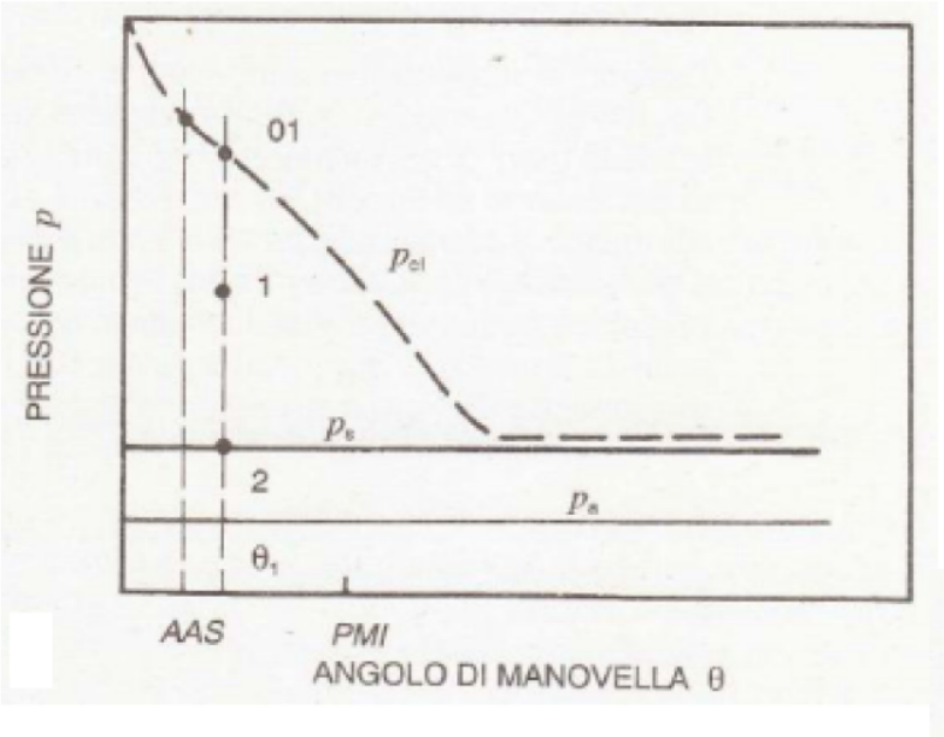

Figura 3.5: Andamento della pressione nel cilindro 1 e nel condotto di scarico in funzione dell'angolo di manovella nel caso di sovralimentazione a pressione costante.

In Figura 3.5 è rappresentato in funzione dell'angolo manovella l'andamento della pressione nel cilindro p_{cl} e nel collettore di scarico p_a, nell'ipotesi che quest'ultima sia mantenuta costante data l'elevata capacità del volume. Si nota come la differenza tra le due pressioni sia molto elevata per una grossa parte dell'intervallo, il rapporto può in questo caso superare il valore critico, questo porta ad un'accelerazione dei gas fino alla velocità del suono. Dalle condizioni di blocco sonico si avrà un adeguamento della pressione al valore p_s, imposto dal volume, accompagnato da un'elevata produzione di entropia. In altre parole, ad una differenza p_{cl} - p_s elevata corrisponde un'elevata velocità del fluido, che viene dissipata in moti turbolenti una volta che esso è giunto nel collettore.

Le conseguenze di questo fenomeno sono comprensibili osservando il diagramma h-S della trasformazione, riportato in Figura 3.6; l'elevata produzione di entropia porta ad un degradamento dell'energia dei gas allo scarico che non permette una sua conversione in lavoro meccanico. Si nota infatti come il salto entalpico isoentropico a cavallo della turbina sia nettamente inferiore a quello tra cilindro e ambiente, il rapporto tra i due è chiamato π_t è indice dell'efficienza della trasmissione dell'energia:

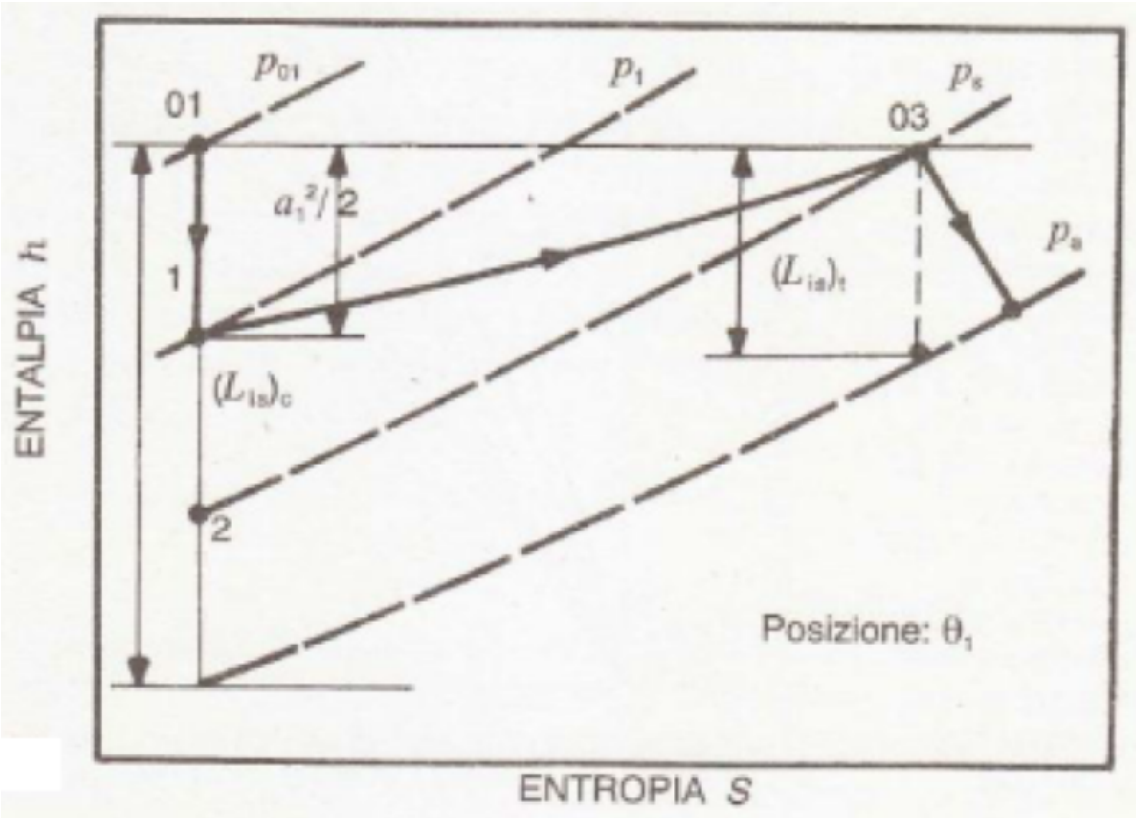

Figura 3.6: Rappresentazione dello scarico spontaneo nel piano h-S nel caso di sovralimentazione a pressione costante.

$$\pi_t = \frac{(L_{is})_t}{(L_{is})_c} \tag{3.3}$$

Il valore di π_t è basso per il sistema a pressione costante, mentre l'efficienza della trasformazione in turbina è elevata poichè i gas vengono elaborati in condizioni ottimali per le ridotte oscillazioni di pressione a monte di essa. Si riportano, per una più chiara comprensione, i vantaggi e gli svantaggi che presenta questa soluzione. I vantaggi sono:

- elevati gradi di sovralimentazione (variabili tra 3 e 6) perchè è possibile rendere disponibile alla turbina anche parte dell'energia sottratta al motore durante la corsa di espulsione;
- architettura di scarico molto semplificata ed economica;
- pressione di sovralimentazione regolare e indipendente dal numero dei cilindri;
- turbina funzionante in regime stazionario con migliore rendimento globale;
- possibilità di utilizzare una turbina a singola entrata.

Per contro, presenta due grossi svantaggi:

- l'energia allo scarico è sfruttata male con conseguenti problemi soprattutto a carichi parziali e regimi non elevati.
- la risposta del gruppo è molto lenta alle variazioni di carico e regime, a causa dell'elevata inerzia fluidodinamica del collettore di scarico.

La configurazione a pressione costante prevede quindi l'utilizzo di una turbina a singolo ingresso ed è utilizzata maggiormente negli impianti fissi, dove si hanno meno vincoli in termini di velocità di risposta ai transitori. Nelle applicazioni automotive è preferito invece il sistema di sovralimentazione ad impulsi.

3.1.3 Sovralimentazione ad impulsi

Il sistema di sovralimentazione ad impulsi sfrutta le ampie oscillazioni di pressione attraverso condotti di scarico che presentano un volume totale relativamente piccolo. L'efficienza della trasmissione di energia dal cilindro alla turbina è molto elevata, mentre le condizioni di funzionamento di quest'ultima sono instazionarie. Sebbene una corretta gestione degli istanti di apertura delle valvole di scarico fa in modo che gli impulsi siano ben differenziati tra loro, sarà sempre presente una contropressione allo scarico. La valutazione dell'efficienza della trasmissione dell'energia è analoga al caso precedente. L'andamento della pressione nel cilindro p_{cyl} e di quella nel condotto di scarico p_{exh} sono riportate in Figura 3.7. All'inizio dello scarico, l'efflusso dal clindro è fortemente

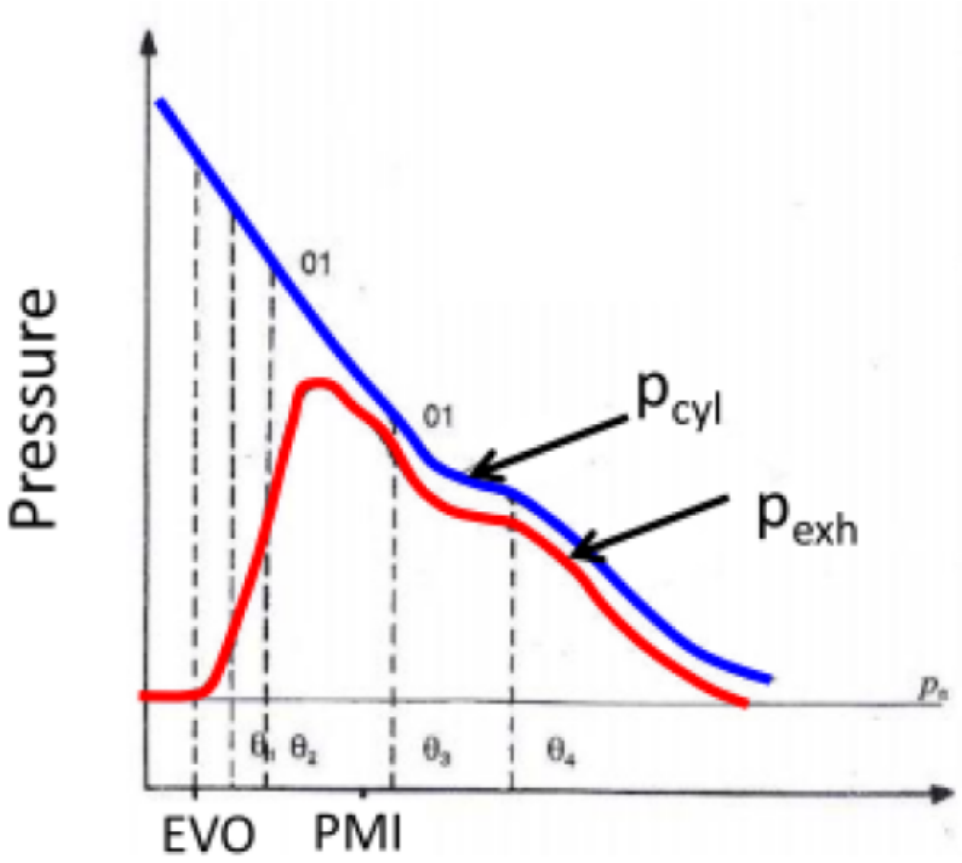

Figura 3.7: Andamento della pressione nel cilindro e nel condotto di scarico in funzione dell'angolo di manovella nel caso di sovralimentazione a impulsi.

dissipativo, la portata massica dei gas combusti è però minima, pertanto la sua influenza sulla totalità del fenomeno è modesta. Successivamente la differenza tra le due pressioni

cala sensibilmente, permettendo una trasmissione efficiente dell'energia alla turbina, in gran parte sotto forma di onde di pressione. Una riduzione del diametro dei condotti aumenta la velocità di crescita della p_{exh}, migliorando così l'efficienza del sistema, per contro però aumentano le perdite viscose poichè una parte di energia è convogliata sotto forma di energia cinetica. Il diametro ottimale dei condotti nasce perciò da una compromesso tra questi due fenomeni.

La lunghezza dei condotti viene scelta in modo da evitare che l'onda riflessa proveniente da un cilindro ne influenzi un'altro, impedendo un corretto lavaggio dello spazio morto quando entrambi si trovano nella fase di scarico. La conformazione dei collettori è quindi progettata per evitare interferenze tra cilindri, saranno quindi raggruppati in modo che due cilindri che mandano nello stesso collettore non abbiano le valvole di scarico aperte contemporaneamente. In un motore pluricilindrico, gli scarichi potranno essere raggruppati in un numero massimo di tre, in modo da ottenere uno sfasamento di almeno 240° tra due scarichi successivi. Ogni gruppo di collettori potrà essere collegato ad un settore di ugelli del distributore della turbina, che può essere a più ingressi. Nella Figura 3.8 è rappresentata una turbina a doppio ingresso, si possono notare chiaramente i due differenti canali che la alimentano.

Il raggruppamento a tre cilindri è il più efficiente perchè è minimo l'intervallo tra due picchi di pressione differenti. Si osservi, ad esempio, la Figura 3.9 che rappresenta un motore 6 cilindri con un raggruppamento a tre a tre. Grazie all'ordine di combustione 1-5-3-6-2-4 non si hanno interferenze tra i cilindri, uno scarico ed il successivo sono infatti sfasati di 240°. Se fosse stato adottato un layout classico con una turbina a singolo ingresso, si sarebbe osservata la situazione in Figura 3.10. In questo caso, lo sfasamento tra due scarichi è di soli 120°, il cilindro subisce durante la fase di incrocio l'influenza negativa dello scarico successivo, ciò impedisce il corretto lavaggio dello spazio morto e peggiora di conseguenza le prestazioni.

Nel caso della sovralimentazione impulsata l'energia è trasmessa dal cilindro alla turbina in modo molto più efficiente rispetto al caso a pressione costante: sebbene nella prima fase di scarico le trasformazioni termodinamiche siano le stesse, successivamente diventano

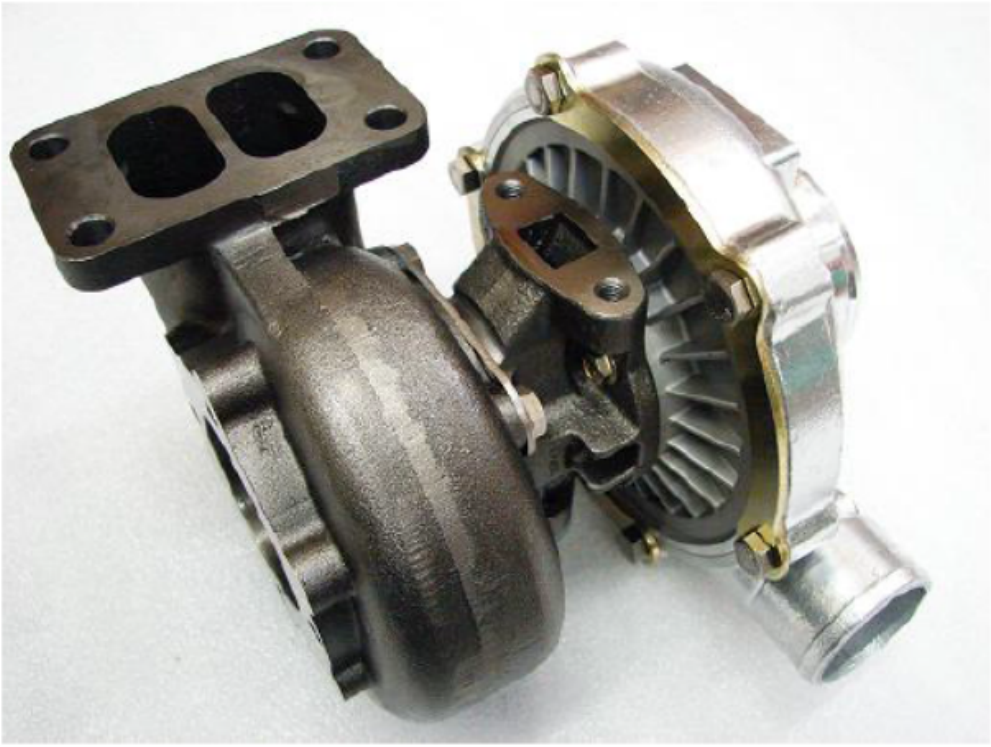

Figura 3.8: Turbina a doppio ingresso.

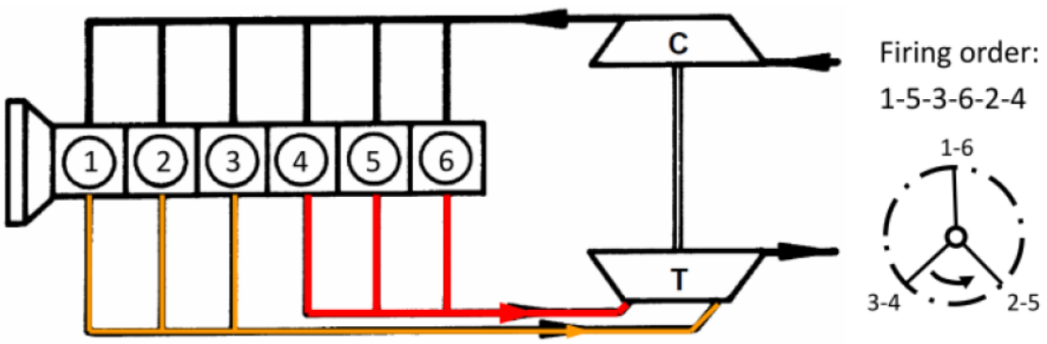

Figura 3.9: Configurazione ottimale di scarico di un motore a sei cilindri sovralimentato.

quelle rappresentate dal piano h-S in Figura 3.11 a causa della diminuzione della differenza tra pressione nel cilindro e nel collettore di scarico. Si nota una minore produzione di entropia rispetto al caso a pressione costante e quindi un maggiore lavoro isoentropico $(L_{is})_t$ che può essere sfruttato dalla turbina. L'efficienza della turbina è inferiore a causa del funzionamento instazionario ma globalmente l'energia è sfruttata in modo migliore.

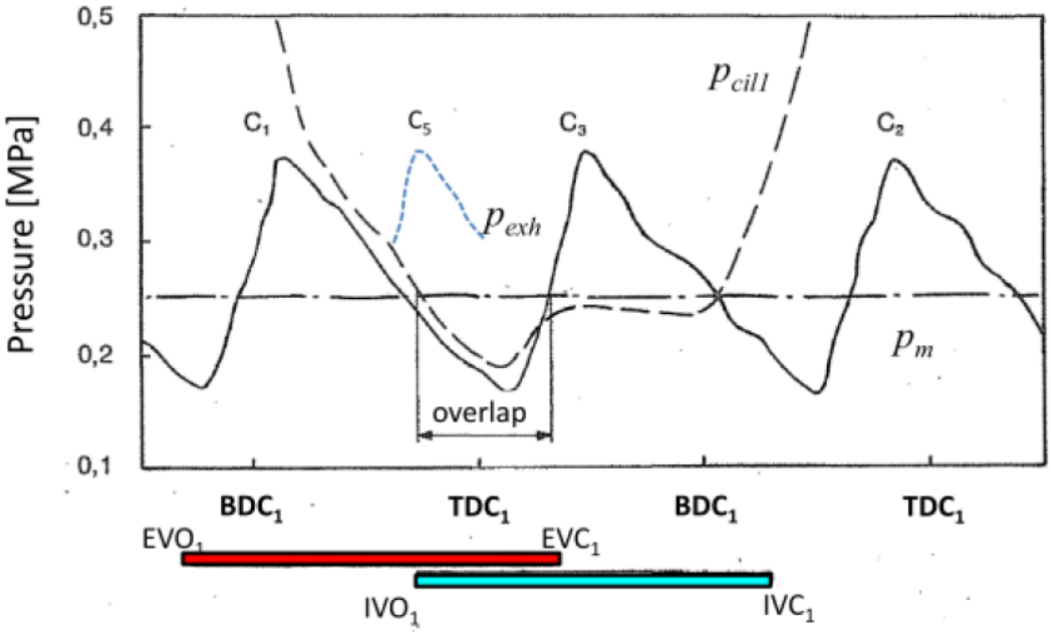

Figura 3.10: Configurazione ottimale di scarico di un motore a sei cilindri sovralimentato.

In conclusione, le caratteristiche della sovralimentazione ad impulsi sono le seguenti:

- il salto entalpico disponibile sulla turbina è elevato;
- bassa inerzia fluidodinamica del sistema di scarico che permette una veloce risposta al transitorio, si riduce al minimo il problema del turbolag;
- si ottiene una curva di coppia con pendenza negativa al crescere del numero di giri, permette al motore di funzionare in condizioni di stabilità;
- la progettazione del sistema di scarico è complessa e costosa;
- il rendimento della turbina è basso a causa del suo funzionamento in condizioni di flusso instazionario;

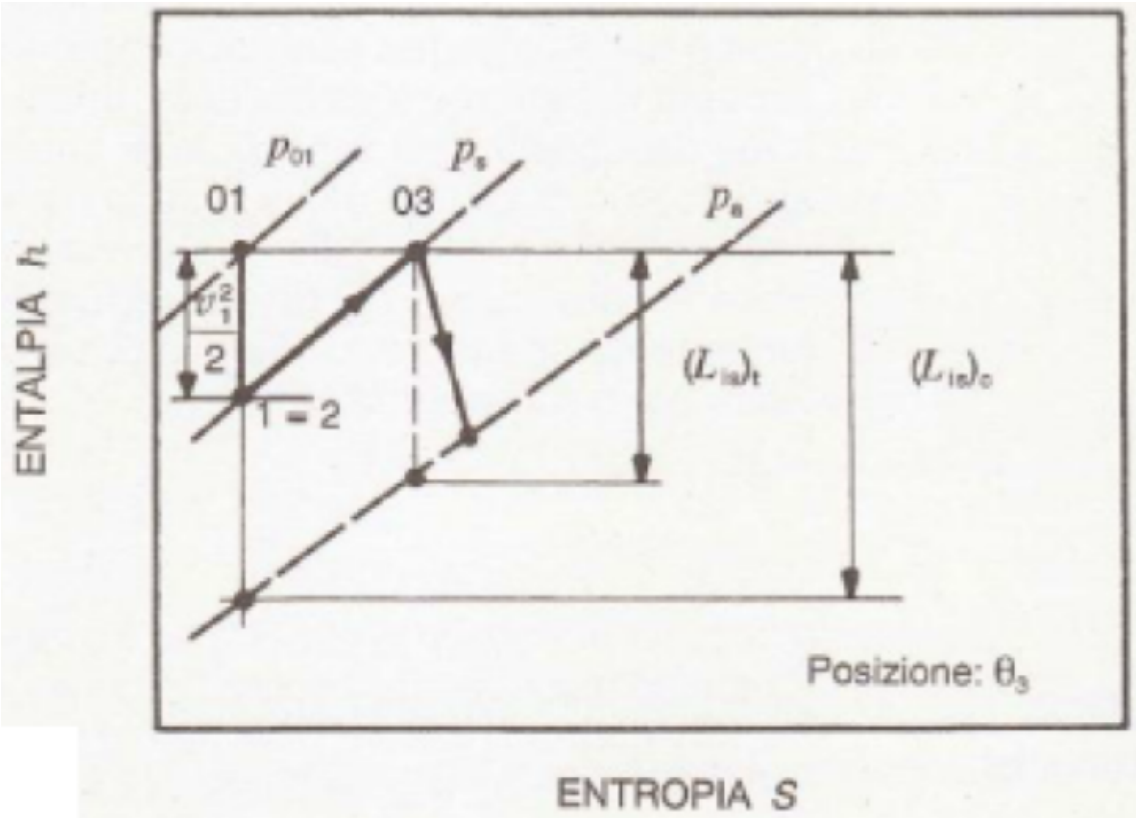

Figura 3.11: Configurazione ottimale di scarico di un motore a sei cilindri sovralimentato.

- l'utilizzo di una turbina a doppio ingresso aumenta complessità e costi del sistema;
- si possono verificare interferenze tra i cilindri che non permettono un loro corretto lavaggio.

Per queste sue caratteristiche si comprende come sia una soluzione molto usata per applicazioni automobilistiche sportive.

3.1.4 Turbina a geometria fissa con valvola Wastegate

La turbina a geometria fissa è solitamente munita di una valvola, denominata wastegate, posta nel condotto di ingresso prima della girante. Il compito della valvola wastegate è quello di attuare un controllo sullla pressione di sovralimentazione quando questa è troppo elevata, essa viene aperta e fa in modo che la turbina non venga interessata da parte dei gas combusti. L'apertura della valvola è in genere pneumatica, può essere controllata elettronicamente. Nel caso l'attuazione sia pneumatica (Figura 3.12)

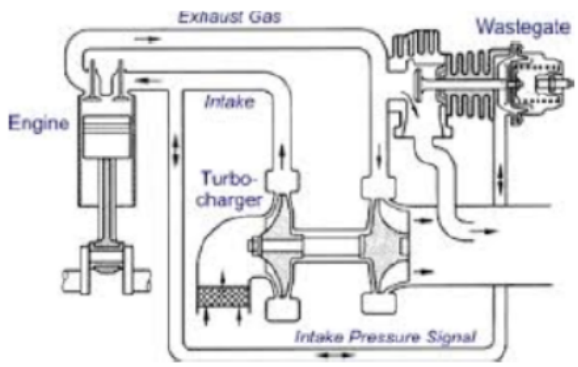

Figura 3.12: Schema di funzionamento di una wastegate meccanica.

la superficie superiore della valvola è connessa con l'uscita del compressore mentre quella inferiore è affacciata ai gas di scarico, in condizioni di riposo la chiusura è garantita da una molla. Quando il compressore genera una pressione in uscita troppo elevata la resistenza della molla viene vinta ed una parte dei gas combusti passa attraverso il condotto aperto dalla valvola, bypassando la turbina. Se invece la valvola è controllata elettronicamente (Figura 3.13) un sensore di pressione, posto all'uscita del compressore, invia un segnale alla centralina che lo confronta con la pressione desiderata e invia un segnale all'attuatore pneumatico, esso agirà sulla valvola aprendola o chiudendola. L'attuazione pneumatica era molto diffusa nelle prime soluzioni con turbocompressore,

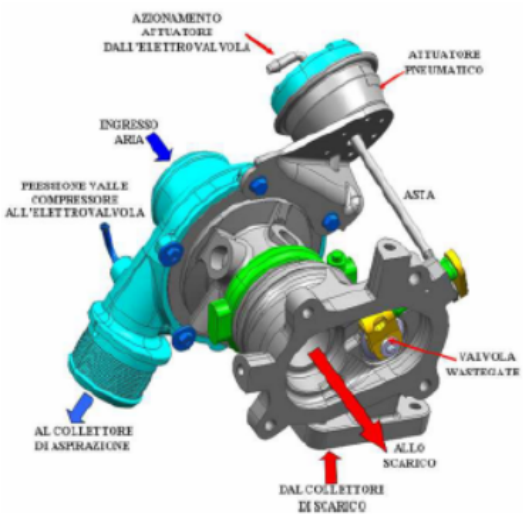

Figura 3.13: Modello 3D di turbocompressore con valvola wastegate controllata elettronicamente.

oggi è più diffusa la seconda soluzione in quanto permette di avere un maggiore controllo sulla pressione di boost.

3.1.5 Turbina a geometria variabile (VGT)

Nella VGT (Variable Geometry Turbine) Figura 3.14 il controllo della pressione di sovralimentazione (p boost) viene ottenuto grazie alla rotazione del distributore (rack) mobile presente al suo ingresso. Ciascuna paletta del distributore è in grado di ruotare attorno ad un punto, è così possibile modificare la sezione di passaggio. A bassi regimi, a cui corrispondono basse portate d'aria in ingresso, le palette ruotano verso la direzione circonferenziale diminuendo l'area di passaggio e offrendo forti angoli di deviazione, si ottiene un alto lavoro sepcifico che permette di trascinare il compressore. Agli alti giri invece, quando le portate e le energie in gioco sono troppo elevate, le palette ruotano verso la direzione radiale aumentando la sezione di passaggio, diminuisce così il lavoro specifico permettendo di ottenere dal compressore la corretta pressione di sovralimentazione. La potenza prodotta da una turbina a geometria variabile viene così controllata in ogni punto di funzionamento del motore.

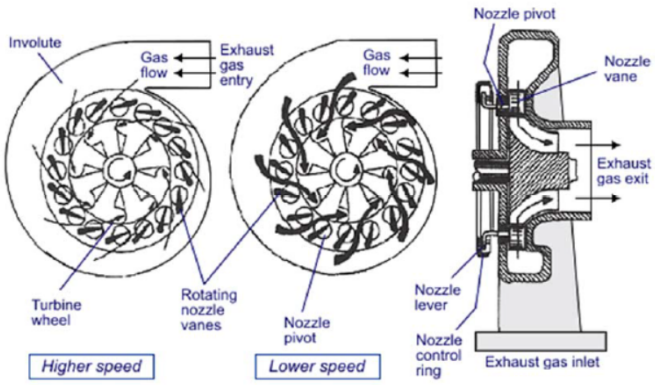

Figura 3.14: Turbina a geometria variabile.

3.2. Tecnologia Turbo-Compound

L'idea di recuperare l'energia dai gas di scarico risale alla seconda metà degli anni quaranta dal costruttore di motori aeronautici statunitense Wright Aeronautical Division. Gli ingegneri già a quell'epoca si erano accorti che una grande quantità di energia veniva persa allo scarico.

Un tentativo di recuperare questa energia è rappresentato nel turbo-compound V1710 (Figura 3.15). Questo tipo di tecnologia preleva tutti i gas di scarico, ancora carichi

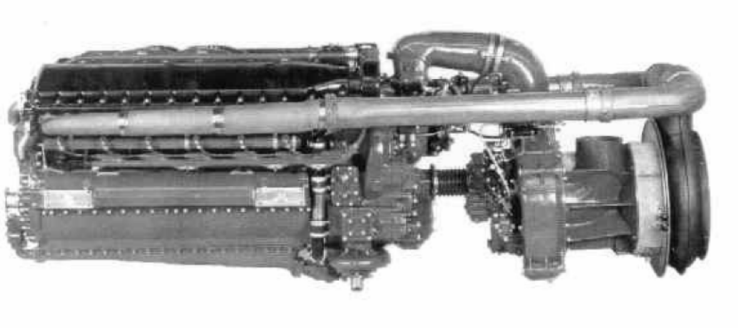

Figura 3.15: Sistema Turbo-Compound

di energia, per far sì che completino l'espansione in una turbina. Tutta la potenza generata sarà restituita all'albero motore tramite un collegamento di tipo meccanico all'albero della turbina che recupera l'energia residua. Questo sistema differisce da un normale motore con turbocompressore a gas di scarico in quanto i gas, usati per incrementare la pressione dell'aria in ingresso al motore, entrano direttamente in turbina senza passare attraverso un collettore. Gli studi su questo tipo di motore iniziarono nel 1944 e terminarono nel 1946 quando l'azienda decise di dirigere tutti gli sforzi progettuali ed economici sui motori a reazione. Nel 1949 il motore Napier Nomad ebbe la sua prima messa in moto si trattava di un motore diesel a 12 cilindri contrapposti di 65 l di cilindrata dotato di turbina a triplo stadio. Era accreditato di una potenza di 3050 CV ed offriva la possibilità di una post combustione tra il motore e la turbina per il recupero dell'energia. Purtroppo questo motore fece solamente alcuni test, ma non entrò mai in produzione.

Nel 1981 Cummins sviluppò un motore dotato di tecnologia turbo-compound partendo dal NTC-400 di 14 l, 6 cilindri e che erogava 400 CV a 2100 rpm. Il motore sviluppato erogava ben 50 CV in più rispetto a quello originale (450 CV) a 1900 rpm. La potenza che veniva recuperata era immessa all'albero motore tramite un riduttore a tre stadi. Con questa serie di dispositivi utili a migliorarne l'efficienza, i test effettuati mostravano che si aveva un guadagno del 14,8 % sui consumi e il 4,6 % di questi erano merito della tecnologia turbo-compound.

Nel 1986 Caterpillar mostrò il suo concetto di turbo-compound su un motore 6 cilindri di 11,3 l di cilindrata. La configurazione scelta era una turbina radiale per quello che riguarda il turbocompressore a gas di scarico e una turbina assiale di recupero energia. Tale configurazione mostrò un guadagno in termini di consumo di circa l'8,5 %. La potenza recuperata era usata per trascinare la pompa dell'acqua e per aumentare la potenza disponibile all'albero motore. Il sistema così meccanicamente concepito consisteva in tre elementi fondamentali: un riduttore accoppiato alla turbina di recupero di energia, un giunto idraulico necessario per isolare la turbina di recupero dalle vibrazioni torsionali del motore e un riduttore che connetteva il meccanismo di azionamento della pompa dell'acqua al motore. Il rapporto di riduzione totale era di circa $27,5:1$.

Nel 1991 Scania introdusse il suo schema di turbo-compound che consisteva sempre nell'utilizzo di una turbina di recupero posta a valle di quella principale, ma questa volta collegata con una trasmissione idraulica e una ruota dentata. In questo caso la potenza recuperata veniva direttamente scaricata sull'albero motore. Il sistema, molto simile a quello della Caterpillar, rendeva possibile un risparmio di circa il 5 % dei consumi e garantiva una migliore guidabilità del veicolo.

Uno studio approfondito del problema è stato affrontato nel 2008 dalla Volvo. È stato stimato che circa il 20-25 % dell'energia resa disponibile dal combustibile viene persa attraverso i gas di scarico. Se quindi si pensa di introdurre una turbina per il recupero dell'energia se ne può recuperare circa il 20 % (quindi il 20 % del 25 %, cioè il 5 %). L'albero di uscita dalla turbina di recupero è connesso all'albero motore attraverso una serie di rapporti per ridurne la velocità di rotazione. Normalmente infatti la turbina

ruota a circa 70000 rpm, mentre l'albero motore a circa 1800 rpm. Inoltre, come nel caso della Scania, è previsto un sistema di isolamento delle vibrazioni torsionali che potrebbero venire dal motore. Quando i gas di scarico passano attraverso la turbina, la loro pressione e temperatura cala ed è possibile quindi convertire tale energia, a meno delle perdite. La potenza che si riesce ad estrarre dai gas di scarico è circa il doppio se comparata a quella di un tradizionale motore diesel sovralimentato. Per far funzionare il sistema, è necessario che la pressione nel collettore di scarico sia molto più alta rispetto al motore senza sistema di recupero. Questo porta inevitabilmente a delle perdite per pompaggio molto più alte rispetto al motore base.

È stato stabilito che l'incremento di potenza del motore dato dal sistema turbocompound è di circa la metà della potenza della turbina di recupero di energia. (ad esempio, se si registra una potenza del 10 % per la turbina di recupero, si noterà un incremento di efficienza del motore di circa il 5 %). La maggiore pressione nel collettore di scarico comporta anche un leggero aumento dei gas combusti che rimangono intrappolati nel cilindro durante la fase di scarico; questo può essere considerato come una sorta di EGR interno che risulta fondamentale per l'abbattimento degli NOx.

Fra i vantaggi che si possono annoverare uno di questi è sicuramente una maggior densità di potenza per una data cilindrata. L'altro grande vantaggio è una riduzione dei consumi di carburante soprattutto in quelle fasi in cui il motore è a pieno carico. Ai benefici sui consumi va anche aggiunto quello di avere un sistema con una maggiore risposta e guidabilità. Tuttavia il sistema adottato dalla Volvo presenta alcuni svantaggi; uno di questi è il fatto che il sistema è composto da numerosi componenti aggiuntivi: una turbina, un riduttore di velocità e un giunto idraulico. Tutti questi oggetti aggiungono peso al motore, sono sicuramente un costo aggiuntivo non trascurabile e costituiscono una complicazione notevole dal punto di vista della progettazione, del controllo e della manutenzione. Se si può inoltre affermare che c'è un effettivo guadagno in termini di guidabilità, ma soprattutto di consumi agli alti carichi, lo stesso non si può dire ai bassi regimi di rotazione. Addirittura in certi casi il peso in più di questo sistema può portare ad un'influenza negativa sulle prestazioni del veicolo. Un altro aspetto

negativo di questa tecnologia è quello di ridurre l'efficacia dei sistemi di post-trattamento delle emissioni allo scarico. I gas infatti, passando attraverso la turbina di recupero, subiscono un ulteriore raffreddamento. Ciò potrebbe rendere necessaria l'adozione di filtri antiparticolato più attivi ed inoltre aumenta il tempo di attivazoine di alcuni sistemi di post-trattamento dei gas di scarico come gli SCR o LNA. I primi sistemi turbocompound erano di tipo meccanico, recentemente sono stati sviluppati dei sistemi turbo-compound di tipo elettrico (ETC), che hanno il fondamentale vantaggio di non richiedere una connessione meccanica tra la turbina ad alta velocità e l'albero motore. Diversamente rispetto all'altra tecnologia, in questo caso il recupero dell'energia dai gas di scarico del motore avviene dunque elettricamente. In questi sistemi, quando la potenza prodotta dalla turbina del turbo-compressore eccede quella richiesta dal compressore, il surplus di potenza meccanica è convertito in potenza elettrica, attraverso un generatore montato direttamente sull'albero del turbo-compressore. Questa potenza aggiuntiva, convertita in elettricità, può essere utilizzata ad esempio per dare potenza, in particolari condizioni di funzionamento del veicolo, ad un motore elettrico, montato per esempio sul volano del motore a combustione interna. Il risultato, è un aumento dell'efficienza del sistema.

In generale dunque, la tecnica del Turbo-Compound, risulta un'efficace tecnologia di recupero dell'energia dai gas di scarico di un motore, che permette fondamentalmente minori consumi di combustibile, inoltre, l'equipaggiamento aggiuntivo richiesto risulta semplice e non troppo costoso.

3.2.1 Turbocopound meccanico

Il turbo-compound di tipo meccanico viene realizzato o connettendo direttamente l'albero motore con l'albero del turbo-compressore mediante una coppia di ingranaggi tra i due alberi, oppure connettendo all'albero motore, sempre mediante una coppia di ingranaggi, una turbina aggiuntiva rispetto a quella principale del turbo-compressore. I tre motori di maggior successo sono stati il Wright R-3350, il Napier Nomad 2 e l'Allison V-1710. Oggi, il turbo-compound di tipo meccanico è principalmente usato per i motori diesel, impiegati specialmente sui veicoli pesanti come camion e veicoli agricoli, ed è adottato per esempio da Scania e Volvo.
Il turbo-compound, nelle sue varie forme, ha dimostrato di offrire significanti benefici, in termini di consumo di combustibile, per motori di diverse dimensioni.

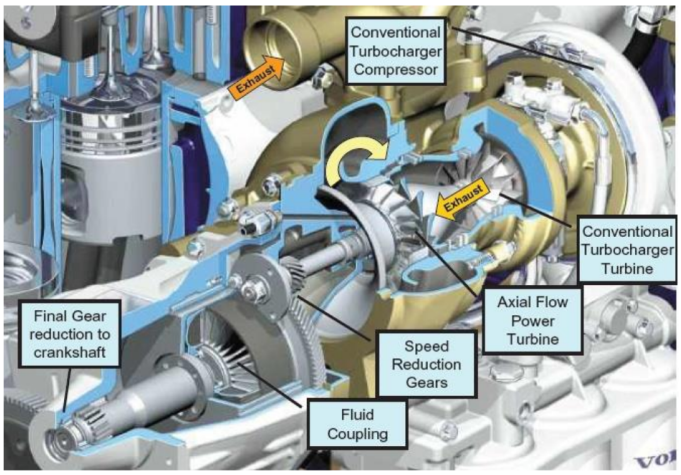

Figura 3.16: Sistema turbo-compound di tipo meccanico.

Sendyka e Soczowka [**1**] dimostrarono che un turbo-compound di tipo meccanico dava i maggiori benefici quando il motore girava ai carichi più alti. Hopmann e Algrain [**2**], [**3**] mostrarono i benefici che si potevano ottenere grazie al turbo-compound su motori diesel di grande cilindrata a pieno carico, impiegati principalmente su autocarri. Essi riportarono una riduzione di consumo di combustibile maggiore del 10%.
Un esempio di turbo-compound di tipo meccanico, con turbina aggiuntiva posta a

valle del gruppo turbo-compressore, per l'estrazione di potenza meccanica dall'entalpia residua dei gas di scarico, è mostrato, come già detto, in Figura 3.16. Altri studi condotti in passato hanno mostrato che l'implementazione di un sistema turbo-compound di tipo meccanico nei motori diesel installati sui mezzi pesanti poteva portare a miglioramenti considerevoli riguardo al consumo specifico di combustibile. Nel suo lavoro, Leising [**7**] esaminò l'installazione di una turbina di potenza assiale a valle della turbina del gruppo T/C, in un motore diesel da 14.6 litri, e riportò una riduzione del consumo specifico di combustibile di circa il 4,7 %. Tennant e Walsham [**8**] implementarono un turbo-compound meccanico su un motore 6 cilindri da 11 litri diesel sovralimentato, e riportarono un miglioramento del 5% del consumo specifico a pieno carico. Hountalas [**4**], [**5**], [**6**] presentò un'analisi numerica dettagliata degli effetti del rapporto di espansione della turbina di potenza sul consumo specifico del motore, sulla potenza all'albero del motore e sulle emissioni inquinanti, in diverse condizioni di carico del motore. Ishii [**9**], [**10**] analizzò gli effetti dei parametri di progetto del sistema turbo-compound, tra cui il rapporto di espansione in turbina ed i rapporti di compressione del compressore e del motore, sulle performance del motore, attraverso un modello matematico. Ishii trovò che, ai fini del rendimento termico del motore, esisteva un valore ottimo del rapporto di espansione della turbina, del rapporto di compressione del compressore e del rapporto di compressione del motore. Infine Kapich [**11**] propose l'utilizzo di una turbina a geometria variabile per mantenere elevato il recupero di energia dai gas di scarico al variare delle condizioni operative del motore.

Dalla letteratura appare dunque possibile ottenere, grazie al turbo-compound di tipo meccanico, un miglioramento di circa il 5% del consumo specifico di combu stibile sia nei motori diesel per applicazioni veicolari sia in quelli impiegati per la propulsione di navi e per la generazione di potenza elettrica stazionaria (gruppi di continuità).

3.2.2 Turbocopound elettrico

Il turbo-compound di tipo elettrico si basa principalmente su due differenti configurazioni: nella prima, mostrata in Figura 3.17 una turbina aggiuntiva viene posizionata sulla linea di scarico, di solito a valle rispetto alla turbina del turbo-compressore, connessa ad un piccolo generatore elettrico; la seconda configurazione, in Figura 3.18 è basata invece sull'accoppiamento di un generatore elettrico direttamente all'albero del turbo-compressore, per estrarre la potenza in eccesso prodotta dalla turbina. In questo modo si estrae potenza quando la turbina del gruppo turbo-compressore eroga una potenza maggiore rispetto a quella richiesta dal compressore per garantire la pressione di sovralimentazione necessaria.

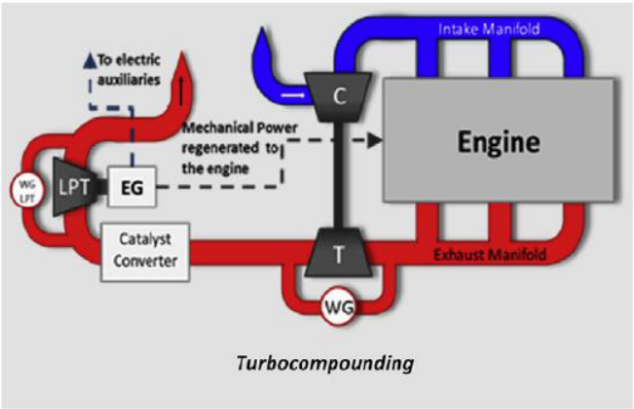

Figura 3.17: Sistema ETC con turbina aggiuntiva.

Questo tipo di tecnologia turbo-compound è già stata applicata nei motori per veicoli e nei grandi motori di applicazione marina, ma ulteriori investigazioni sono tutt'oggi in corso. Ad esempio, nel caso di ETC con turbina aggiuntiva rispetto a quella del gruppo T/C, ulteriori analisi riguardo alla posizione della turbina, sono state effettuate da King J [**12**], al fine di identificare la migliore posizione possibile per la turbina del turbo-compound ETC. Le tre differenti soluzioni investigate sono quella post-catalizzatore (1), quella pre-catalizzatore (2) e quella integrata nella valvola waste-gate (3), e sono mostrate in Figura 3.19, dove è presente anche uno schema della configurazione originale

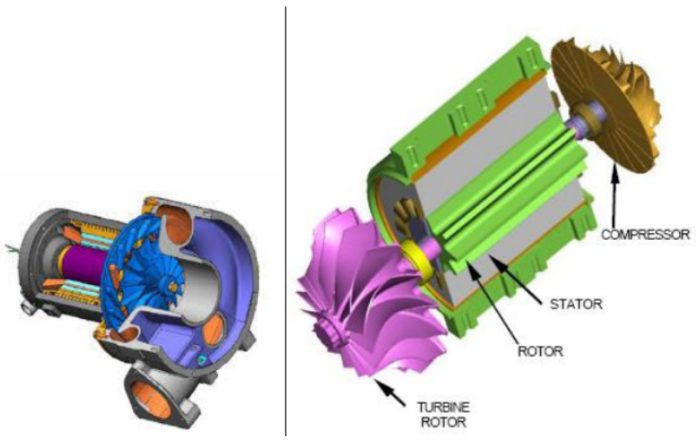

Figura 3.18: Sistemi ETC con accoppiamento diretto del generatore.

del motore (A).

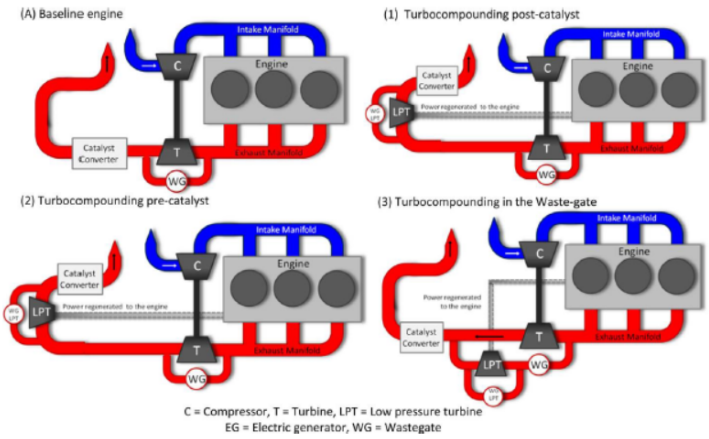

Figura 3.19: Posizione della turbina del gruppo ETC.

Michon [**13**] studiò l'applicazione di un turbo-generatore su un motore da 12 litri, in cui il turbo-generatore lavorava ad un fissato livello di carico e velocità, ma la velocità della turbina di potenza era resa parametrica, per ottenere i maggiori benefici dal turbo-generatore; con l'ottimizzazione del sistema, e cioè variando istante per istante la potenza elettrica recuperata dal dispositivo ETC, in funzione delle condizioni operative del motore a combustione interna, era possibile arrivare ad un miglioramento di circa il 9% del consumo specifico di combustibile. Il turbo-compound di tipo elettrico infatti, offre un fondamentale vantaggio rispetto quello di tipo meccanico, ovvero la possibilità

di controllare la velocità di rotazione della turbina, per ottimizzare l'efficienza a ciascuna velocità di rotazione del motore. I risultati di Michon mostrano che l'aumento di potenza del motore può arrivare fino a 11 kW, anche se questo produce una maggiore contropressione allo scarico, che si traduce in un maggior consumo specifico di combustibile del motore a combustione interna. La maggiore difficoltà quindi consiste principalmente nel bilancio tra l'aumento di potenza ottenuto e l'aumento di contropressione allo scarico del motore.

Il vantaggio principale dei sistemi turbo-compound di tipo elettrico quindi, risulta quello di permettere un facile controllo ed ottimizzazione della velocità del turbo-compressore: controllando elettronicamente la velocità di rotazione del turbo-compressore, è possibile ottimizzare il comportamento del gruppo turbo-compressore stesso, variando istante per istante la quantità di energia elettrica recuperata dal sistema ETC (ovvero la potenza elettrica assorbita dal dispositivo), in funzione delle condizioni operative del motore.

3.2.3 Motore elettrico

Nelle applicazioni dell'e-turbo vengono usati motori Brushless, che sono motori elettrici a corrente continua con il rotore a magneti permanenti e lo statore a campo magnetico rotante. A differenza di un motore a spazzole non ha quindi bisogno di contatti elettrici striscianti sull'albero motore per funzionare. La commutazione della corrente circolante negli avvolgimenti dello statore, e quindi la variazione dell'orientamento del campo magnetico da essi generato, avviene elettronicamente. Ciò comporta una minore resistenza meccanica,non c'è possibilità che si formino scintille al crescere della velocità di rotazione, e riduce notevolmente la necessità di manutenzione periodica. In un motore brushless, il rotore è privo di avvolgimento ed è invece dotato di magneti permanenti, mentre il campo magnetico generato dagli avvolgimenti sullo statore è variabile. Poiché il motore funziona in corrente continua, per realizzare la rotazione del campo magnetico generato nello statore, un circuito elettronico, composto da un banco di transistor di potenza comandati da un microcontrollore che controlla la commutazione della corrente,

comanda l'inversione di corrente e quindi la rotazione del campo magnetico. Dato che il controllore deve conoscere la posizione del rotore rispetto allo statore per poter determinare l'orientamento da dare al campo magnetico, esso viene solitamente collegato a un sensore a effetto Hall, come il Pick-up o a un più preciso resolver ad albero cavo. Il rendimento di queste macchine è mediamente maggiore rispetto ai motori a corrente continua asincroni. I motori brushless hanno diversi vantaggi rispetto ai motori dotati di spazzole:

- Il primo importante vantaggio riguarda la vita attesa del motore, dato che le spazzole sono il "punto debole" di un motore elettrico;
- L'assenza di spazzole elimina anche la principale fonte di rumore elettromagnetico presente negli altri motori elettrici;
- L'ingombro è limitato rispetto alla potenza che possono erogare e soprattutto rispetto alla coppia che questi motori riescono ad erogare;
- In termini di efficienza, i motori brushless lavorano sempre in condizioni di rendimento ottimali. Non dovendo generare il campo magnetico rotorico hanno efficienze maggiori;
- In questo tipo di motori i magneti permanenti sono posizionati sul rotore e sono realizzati con speciali materiali che permettono di avere un'inerzia rotorica molto bassa, cosa che permette di avere un controllo estremamente preciso in accelerazione.

I principali svantaggi sono:

- Elevato costo;
- A differenza dei motori a spazzole, infatti, il controllo viene effettuato elettronicamente da un controller, un dispositivo elettronico fornito dal costruttore del motore o da terze parti, quindi al costo del motore va aggiunto il costo del sistema di controllo.

CAPITOLO 4

MODELLAZIONE MONODIMENSIONALE

In questo capitolo sono sviluppate le simulazioni del motore nella modalità base e motore con sistema e-boost mediante il software chiamato GT-Power, sviluppato dalla Gamma Technologies. GT-Power è usato per simulare le performance dei veicoli e rappresentare le grandezze di interesse; viene utilizzato per prevedere le prestazioni del motore come potenza, coppia, flusso d'aria, efficienza volumetrica, consumo di carburante e perdite di pompaggio, per citarne solo alcune. Oltre alle previsioni delle prestazioni di base, GT-Power include modelli fisici per estendere le previsioni includendo le caratteristiche di cilindri e del condotto di scarico, le caratteristiche acustiche del sistema di aspirazione e scarico (livello e qualità), temperatura dell cilindro e del collettore, analisi della pressione del cilindro e modellazione del sistema di controllo.

4.1. Modello 1D: Generalità

In ingegneria, la modellazione di un processo ha determinato lo sviluppo e l'utilizzo della combinazione appropriata di ipotesi ed equazioni che consentono di analizzare le caratteristiche critiche del processo. La modellazione dei processi del motore continua a svilupparsi man mano che la nostra comprensione di base della fisica e della chimica dei fenomeni di interesse aumenta e la capacità dei computer di risolvere equazioni complesse continua ad migliorare. Le attività di modellazione possono apportare importanti contributi all'ingegneria dei motori a seconda dei diversi livelli di dettaglio, corrispondenti a diverse fasi di sviluppo del modello:

- Sviluppando una comprensione più completa del processo in esame mediante la formulazione del modello;
- Identificando le variabili di controllo chiave per fornire linee guida per lo sviluppo sperimentale più razionale e quindi determinando meno costo;
- Prevedendo il comportamento del motore su una vasta gamma di variabili di progettazione e funzionamento;
- Fornendo una base razionale per l'innovazione del design.

Per i processi che regolano le prestazioni del motore e le emissioni, sono stati sviluppati due tipi di modelli di base. Questi possono essere classificati come termodinamici o fluidodinamici, a seconda che le equazioni che danno al modello, siano basate sulla conservazione dell'energia o su un'analisi completa del movimento del fluido.

4.1.1 Equazioni di conservazione

Le equazioni di conservazione per un fluido qualsiasi in moto tridimensionale non stazionario possono essere ricavate riferendosi sia ad una quantità di fluido ben definita (elementare o finita), seguendola nel suo moto (approccio lagrangiano), sia ad un volume di controllo fisso nello spazio racchiuso da una superficie (chiusa), detta superficie di controllo (approccio euleriano). Facendo coincidere la superficie di controllo con quella che racchiude una ben definita massa di fluido nell'istante generico t e legando le variazioni delle proprietà di tale fluido (massa, energia, ecc.) in un intervallo di tempo infinitesimo dt alle variazioni delle stesse grandezze fisiche associate al volume interno alla superficie di controllo, nonché al flusso netto di tali grandezze fisiche uscente dalla stessa, si può passare da un approccio all'altro. Qui si adopera soltanto l'approccio euleriano poiché è il più adatto a ricavare, dalle equazioni generali, quelle semplificate, valide per flusso unidimensionale (non stazionario), alla cui soluzione si è interessati. Pertanto, ci si riferirà sempre ad una superficie di controllo CS fissa nello spazio ed al volume di controllo CV da essa individuato Figura 4.1.

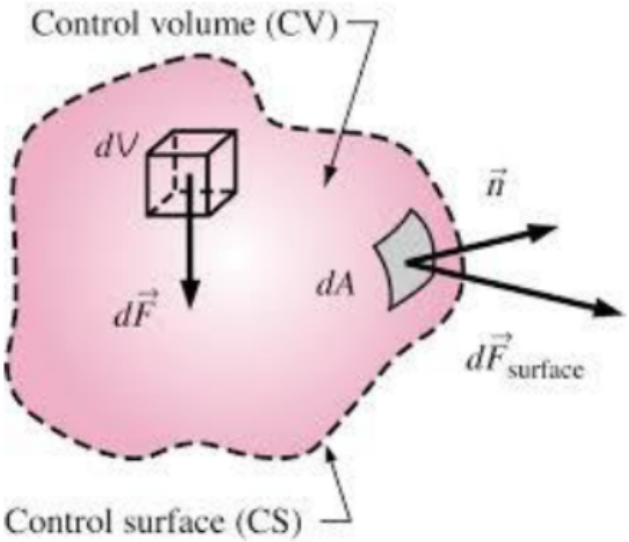

Figura 4.1: Volume di controllo.

4.1.2 Conservazione della massa

La variazione nel tempo della massa di fluido contenuto in CV (Figura 4.1) è uguale al flusso netto di massa entrante in CV attraverso CS. Matematicamente si ha:

$$\frac{\partial}{dt}\int_{CV}\rho d\tau = -\oint\oint_{CS}\rho\overline{V}\cdot\overline{n}ds \tag{4.1}$$

ove ρ è la densità del fluido, $d\tau$ è l'elemento di volume in CV. $\overline{V}$ è la velocità del fluido, dS l'elemento d'area di CS, $\overline{n}$ è il versore normale a dS uscente da CS ed il punto indica il prodotto scalare.

Applicando il Teorema di Green $\oint\oint_{CS}\rho\overline{V}\cdot\overline{n}ds = \int_{CV} div(\rho\overline{V})d\tau$ all'integrale di superficie si ottiene:

$$\frac{\partial\rho}{\partial t}\int_{CV}\rho d\tau + \int_{CV} div(\rho\overline{V})d\tau = \int_{CV}\left\{\frac{\partial\rho}{\partial t} + div(\rho\overline{V})\right\}d\tau = 0 \tag{4.2}$$

in cui essendo CV indipendente dal tempo, la derivata rispetto al tempo è stata portata sotto il segno di integrale e il simbolo "div" indica l'operatore divergenza. Inoltre, poiché

il volume di controllo CV è arbitrario, l'integrale finale può annullarsi identicamente solo se l'integrando è nullo in tutti i punti dello spazio e cioè se:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + div(\rho \overline{V}) = 0 \tag{4.3}$$

Le equazioni 4.1 e 4.3 esprimono il principio di conservazione della massa (per un fluido comprimibile in moto non stazionario) in forma integrale e differenziale, rispettivamente. Per una comprensione più approfondita del significato della 4.3 la sua espressione in coordinate cartesiane verrà ora ricavata applicando il principio di conservazione della massa ad una superficie di controllo elementare costituita da un cubetto di lati dx, dy, dz, rispettivamente,(Figura 4.2) il cui spigolo P è individuato dal vettore posizione $\overline{r}$. La variazione di massa contenuta in tale cubetto è a meno di infinitesimi di ordine superiore:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} dxdydz \tag{4.4}$$

Inoltre, indicando con u, v, w le componenti del vettore velocità nelle direzioni x, y e z rispettivamente, il flusso di massa entrante nel volumetto considerato attraverso la superficie PABC è dato, a meno di infinitesimi di ordine superiore, dal prodotto dell'area della superficie PABC (dydz) per la componente di velocità normale alla superficie stessa (u) e per la densità del fluido (ρ):

$$\rho u dydz \tag{4.5}$$

Il flusso di massa uscente dalla superficie DEFG a distanza dx dalla superficie PABC è ovviamente dato da:

$$\left\{ \rho u + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} dx \right\} dydz \tag{4.6}$$

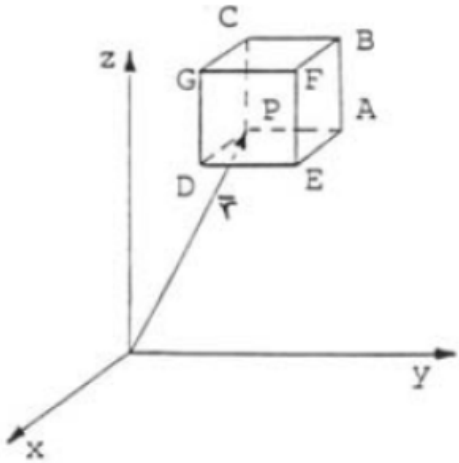

Figura 4.2: Volume di controllo infinitesimo.

così che il flusso netto entrante attraverso le due superfici considerate è dato dalla differenza tra la 4.5 e la 4.6 e cioè vale:

$$-\frac{\partial(\rho u)}{\partial x}dxdydz \tag{4.7}$$

In maniera analoga, considerando le 2 superfici perpendicolari agli assi y e z, si ottengono i flussi di massa netti entranti nel volumetto attraverso di esse e cioè:

$$-\frac{\partial(\rho v)}{\partial y}dxdydz \tag{4.8}$$

$$-\frac{\partial(\rho w)}{\partial z}dxdydz \tag{4.9}$$

Eguagliando infine la variazione di massa nel cubetto elementare 4.4 al flusso netto di massa entrante in esso attraverso le sue sei facce (la somma delle tre 4.7, 4.8,4.9) ottiene:

$$-\frac{\partial(\rho)}{\partial t}dxdydz = -\left\{\frac{\partial(\rho u)}{dx} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z}\right\}dxdydz \tag{4.10}$$

da cui dividendo i due membri per il volume del cubetto dxdydz e portando il secondo membro a sinistra del segno di uguale diventa:

$$\frac{\partial(\rho)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \tag{4.11}$$

La 4.11 è, come noto, l'espressione della (4.3) in coordinate cartesiane. In maniera analoga, ma più complessa, si potrebbero ricavare le equazioni corrispondenti, valide per coordinate cilindriche, sferiche o per qualsiasi altro sistema di riferimento che possa risultare conveniente nella soluzione di un dato problema. Si comprende quindi l'utilità ed il vantaggio di equazioni quali la (4.1) e la (4.3) che, pur se più complesse hanno però, validità generale.

4.1.3 Equazione di variazione della quantità di moto o II principio della dinamica

Prima di enunciare il II principio della dinamica è necessario accennare al fatto che sulle particelle di un fluido possono agire due tipi di forza quelle di massa e quelle di superficie. Le prime agiscono direttamente sulle particelle del fluido in quanto tale (ad esempio la forza peso che è l'unica forza di massa che verrà qui considerata e che, inoltre, nel caso di fluidi aeriformi è quasi sempre trascurabile); le seconde sono le forze che due particelle di fluido a contatto si scambiano attraverso la loro immaginaria superficie di separazione (ad esempio la pressione o lo sforzo d'attrito viscoso).

Mentre i principi di conservazione sono espressi in forma generale, le relative equazioni sono derivate considerando flusso non viscoso per cui la sola forza di superficie agente è la pressione. Con tali precisazioni il II principio della dinamica può essere enunciato come segue: la somma di tutte le forze di superficie agenti sul fluido contenuto in CV attraverso CS e di tutte le forze di massa agenti sullo stesso fluido è uguale alla variazione nel tempo della quantità di moto del fluido contenuto in CV più il flusso netto di quantità di moto uscente da CV attraverso CS. Matematicamente, con le ipotesi

semplificative sopra citate:

$$\oint\oint_{CS} -p\overline{nds} + \iiint_{CV} p\overline{f}d\tau = \frac{\partial}{\partial t}\iiint_{CV} \rho\overline{V}d\tau + \oint\oint_{CS} \overline{V}(\rho\overline{V}\cdot\overline{n})dS \tag{4.12}$$

in cui $\overline{f}$ il vettore risultante delle forze di massa per unità di massa agenti sul volume elementare $d\tau$ (normalmente $f = g = 9,81m/s^2$) ed il segno " $-$ " davanti alla pressione p è dovuto al fatto che il versore $\overline{n}$ è diretto verso l'esterno di CS e quindi la pressione esercitata su CS dal fluido esterno ad essa ha verso contrario ad $\overline{n}$. Con passaggi analoghi a quelli visti per la equazione di conservazione della massa, si arriva alla seguente espressione differenziale della (4.12):

$$-\nabla p + \rho\overline{f} = \frac{\partial}{\partial t}(\rho\overline{V}) + div(\rho\overline{VV}) \tag{4.13}$$

in cui il ermine VV è un tensore doppio la cui divergenza è quindi un vettore.
Applicando il II principio della dinamica alla superficie di controllo costituita dal cubetto elementare di Figura 4.2 si può ricavare la componente della (4.13) nella direzione x:

$$\rho f_x - \frac{\partial p}{\partial x} = \rho(\frac{\partial u}{\partial t} + u\frac{\partial u}{\partial x} + v\frac{\partial u}{\partial y} + w\frac{\partial u}{\partial z}) \tag{4.14}$$

Il secondo membro della (4.14) è chiaramente la derivata totale di u rispetto al tempo, nella direzione della velocità e quindi della traiettoria della particella che al tempo t è nel punto $\overline{r}$ ed è pertanto chiamata derivata totale. La (4.14) mostra inoltre che tale derivata totale, indicata con il simbolo $\frac{D}{Dt}$ assume, in coordinate cartesiane, la forma:

$$\frac{D}{Dt} = \frac{\partial}{\partial t} + u\frac{\partial}{\partial x} + v\frac{\partial}{\partial y} + w\frac{\partial}{\partial z} \tag{4.15}$$

che, con notazione vettoriale, diventa:

$$\frac{D}{Dt} = \frac{\partial}{\partial t} + V\cdot\nabla \tag{4.16}$$

Si può dimostrare che la (4.16) è valida indipendentemente dal sistema di coordinate usato e definisce pertanto in generale l'operatore derivata totale $\frac{D}{Dt}$, che, applicato ad una qualsiasi proprietà del fluido $Q(\overline{r}, t)$, denota la variazione nel tempo di Q calcolata seguendo la particella di fluido che al tempo t si trova nel punto $\overline{r}$, laddove la velocità del fluido è pari a $\overline{V}$.

Tornando alla (4.13) si può dimostrare che, in analogia a quanto visto per la sua componente nella direzione x per il caso particolare di coordinate cartesiane, essa può essere trasformata nella:

$$\nabla p + \rho \overline{f} = \rho \frac{D\overline{V}}{Dt} = \rho \left\{ \frac{\partial \overline{V}}{\partial t} + \nabla(\frac{V^2}{2}) - \overline{V} \wedge rotore\overline{V} \right\} \tag{4.17}$$

in cui $\wedge$ indica il prodotto vettoriale, $\frac{D\overline{V}}{Dt}$ è l'accelerazione della particella fluida soggetta alle forze risultanti (per unità di volume) di massa $(\rho \overline{f})$ e di pressione $(-\nabla p)$. Si noti come si è passati dal linguaggio euleriano a quello lagrangiano. La (4.17) moltiplicata per $d\tau$ è infatti il II principio della dinamica applicata ad una particella di fluido di massa fissa $\rho d\tau$. Vale la pena notare, infine, che nel caso del sistema di coordinate cartesiane (per cui la terna di versori è invariante) la componente secondo x di $\frac{D\overline{V}}{Dt}$ coincide con $\frac{Du}{Dt}$ così che quest'ultima risulta essere la componente secondo la direzione x dell'accelerazione della particella che al tempo t si trova nel punto $\overline{r}$.

La (4.12) rappresenta l'equazione di variazione di quantità di moto per un flusso non viscoso in forma integrale e la (4.13) la corrispondente equazione in forma differenziale. La (4.17), introducendo il concetto di derivata totale o accelerazione, può più propriamente essere definita l'espressione matematica del II principio della dinamica.

4.1.4 Equazione di conservazione dell'energia

Trascurando l'irraggiamento, la potenza termica fornita al fluido contenuto in cui CV, per conduzione e convezione termica attraverso CS, più il lavoro nell'unità di tempo fatto dalle forze di massa in CV e da quelle di superficie su CS, sono uguali alla

variazione nel tempo dell'energia contenuta in CV più il flusso netto di energia uscente da CV attraverso CS.

Matematicamente, considerando il fluido non viscoso e che, in condizioni normali, le sole forme d'energia da considerare sono l'energia interna specifica (e) e l'energia cinetica, si ha:

$$\oint\oint_{CS} -\overline{q}\overline{n}ds + \iiint_{CV} \rho\overline{n}\cdot\overline{V}d\tau - \oint\oint_{CS} p\overline{n}\cdot\overline{V}ds = \frac{\partial}{\partial t}\iiint_{CV}(e+\frac{V^2}{2})\rho d\tau + \oint\oint_{CS} \rho\overline{V}\cdot\overline{n}ds(e+\frac{V^2}{2}) \tag{4.18}$$

ove $\overline{q}$ il vettore flusso termico (positivo se uscente dalla superficie CS).

4.1.5 Modellazione del motore

Elaborare un modello adatto alla simulazione di un Motore a Combustione Interna significa scrivere equazioni differenziali non stazionarie da integrare numericamente nel tempo. Le equazioni differenziali sono diversamente scritte in base ai differenti Approcci Modellistici:

- Modelli Termodinamici (0-D): sono molto semplici ed hanno ridotti oneri computazionali, tuttavia sono modelli a parametri concentrati ed sono privi di una descrizione del campo di moto;

- Modelli Misti (Quasi-D/1-D): permettono una buona descrizione dei modelli di combustione e tutto il campo operativo del motore è predetto, tuttavia è approssimativo nel calcolo del emissioni;

- Modelli Fluidodinamici (3-D): caratterizzati da una buna descrizione dei processi chimico-ficici e del campo di moto fluidodinamico, tuttavia hanno una scarsa affidabiltà negli schemi cinetici e dei modelli di turbolenza.

Il modello zero-dimensionale presuppone che la carica del cilindro sia uniforme sia nella composizione che nella temperatura, in qualsiasi momento durante il ciclo. È stato dimostrato che i modelli a zona singola sono in grado di prevedere le prestazioni del

motore e il risparmio di carburante in modo accurato e con un'elevata efficienza di calcolo. Tuttavia, questi non possono essere utilizzati per tenere conto dell'evoluzione di come viene iniettato il carburante e delle variazioni spaziali nella composizione e temperatura della miscela, che sono essenziali per prevedere le emissioni di scarico. D'altra parte, i modelli 3D discretizzano lo spazio del cilindro mediante una griglia sottile, fornendo così grandi quantità di informazioni. Tuttavia, alcuni campi fenomenologici che descrivono i processi di iniezione del carburante sono ancora inclusi in questi modelli e i risultati possono variare in base alle condizioni iniziali o ai limiti imposti. Di conseguenza, l'accuratezza non può essere sempre garantita e il tempo di calcolo così elevato non permette l'utilizzo di questi codici nella routine della prgettazione. Come passaggio intermedio tra modelli a dimensioni zero e 3D, ci sono i modelli quasi dimensionali o 1D che possono essere utilizzati efficacemente per modellare i sistemi di combustione dei motori diesel. I modelli 1D risolvono le equazioni di massa, di energia e di specie, ma non risolvono esplicitamente l'equazione del momento; questi modelli possono fornire le informazioni spaziali necessarie per prevedere i prodotti di emissione e richiedono risorse di elaborazione significativamente inferiori rispetto ai modelli 3D.

4.1.6 Modellazione del cilindro

Questo elemento è implementato nei modelli come zero-dimensionale e le variabili termodinamiche di interesse sono governate da un insieme di equazioni semplificate a partire da quelle di equilibrio. Gli scambi che si svolgono al suo interno sono dovuti a:

- Scambi di massa in entrata e in uscita dalle valvole;
- Flussi di entalpia dovuti alle masse di ingresso e di uscita;
- Scambio di calore con il pistone;
- Scambi di calore con pareti del cilindro;
- Produzione di calore durante il processo di combustione.

In questa rappresentazione, il cilindro è visto come un singolo volume la cui forma non ha importanza e che non ha dimensioni lungo x, y e z. Questa tecnica di modellazione si chiama "filling e emptying (riempimento e svuotamento)": il cilindro è una capacità che viene riempita e svuotata durante il ciclo termodinamico. Con questo modellosi ha la risoluzione del bilancio di massa e delle equazioni del bilancio energetico nel volume di controllo Figura 4.3:

$$\frac{dm}{dt} = \dot{m}_{in} - \dot{m}_{ex} + \dot{m}_{inj} \tag{4.19}$$

$$\frac{dme}{dt} = -p\frac{dV}{dt} - \frac{dQ_W}{dt} + \frac{dQ_b}{dt} + \dot{m}_{in}h_{in} - \dot{m}_{ex}hex + \dot{m}_{inj}h_f^0 \tag{4.20}$$

dove:

- $\dot{m}_{in}$ è la portata di massa che entra nel sistema;
- $\dot{m}_{ex}$ è la portata di massa che esce dal sistema;
- $\dot{m}_{inj}$ è la portata di combustibile iniettata nel sistema;
- $\dot{m}_{in}h_{in}$ è il flusso entalpico che entra nel sistema;
- $\dot{m}_{ex}h_{ex}$ è il flusso entalpico che esce dal sistema;

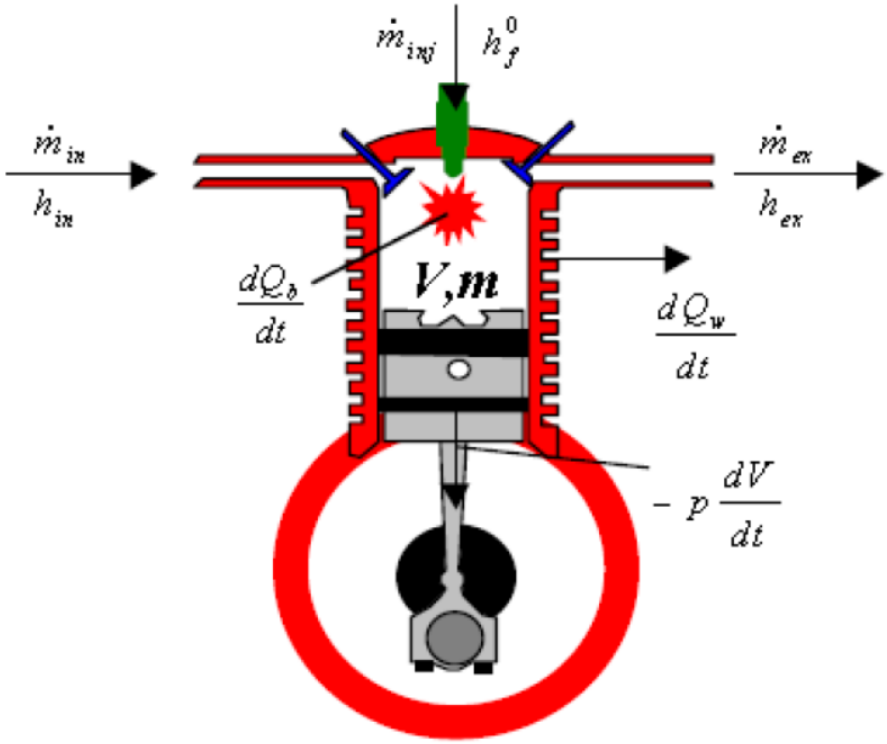

Figura 4.3: Modello 0-D del cilindro

- $-p\frac{dV}{dt}$ è il lavoro per unità di tempo esercitato dal pistone;
- $\frac{dQ_W}{dt}$ è il flusso diffusivo di energia trasferito attraverso le pareti del ciclindro;
- $\frac{dQ_b}{dt}$ è il flusso diffusivo di energia rilasciato durante la combustione;
- $\dot{m_{inj}}h_f^0$ è la potenza entalpica del combustibile appena iniettato (l'apice "0" indica l'entalpia di formazione).

L'equazione del bilancio energetico dovrebbe essere esplicata in funzione della temperatura. Considerando che il primo membro può essere sostituito da:

$$\frac{(me)}{dt} = m\frac{de}{dt} + e\frac{dm}{dt} = \frac{\partial e}{\partial T}\frac{dT}{dt} + \frac{\partial e}{\partial x_b}\frac{dx_b}{dt} + e\frac{dm}{dt} \tag{4.21}$$

dove x_b rappresenta il rapporto tra la massa di carica bruciata m_b e la massa di carica introdotta. Moltiplicando entrambi i membri per m si può ottenere (ricordando che

$e = c_v T$):

$$m\frac{(me)}{dt} = m\frac{\partial e}{\partial T}\frac{dT}{dt} + m\frac{\partial e}{\partial x_b}\frac{dx_b}{dt} + me\frac{dm}{dt} = mc_v\frac{dT}{dt} + m\frac{\partial e}{\partial x_b}\frac{dx_b}{dt} + me\frac{dm}{dt} \tag{4.22}$$

Poichè in una rappresentazione 0-D i termini potenziali e cinetici sono nulli possiamo finalmente scrivere:

$$\frac{dT}{dt} = \frac{1}{mc_v}(\dot{m}_{in}h_{in} - \dot{m}_{ex}h_{ex} - p\frac{dV}{dt} - \frac{dQ_W}{dt} - me\frac{dm}{dt} - m\frac{\partial e}{\partial x_b}\frac{dx_b}{dt} + \dot{m}_{inj}h_f^0) \tag{4.23}$$

In questa equazione 3 sono i termini principali sconsciuti: $\dot{m}$, $\frac{dQ_W}{dt}$, $\frac{dx_b}{dt}$. Una volta che le incognite sono state calcolate utilizzando modelli appropriati, è possibile eseguire una risoluzione numerica: si impongono i valori di $m_0(t_0)$ e $T_0(t_0)$ come condizioni iniziali, si definisce l'intervallo di tempo discreto Δt (supponendo di campionare in funzine dell'angolo di manovella: $\Delta t = \frac{60}{n}\frac{1}{360}[s]$), si calcolano $\frac{dm}{dt}$ e $\frac{dT}{dt}$ e si semplificano i termini del rapporto incrementale con la tecnica del time-marching, ottenendo i valori di m e T in qualsiasi momento durante il ciclo:

$$m(t_0 + \Delta t) = m(t_0) + \frac{dm}{dt}\Delta t \tag{4.24}$$

$$T(t_0 + \Delta t) = T(t_0) + \frac{dT}{dt}\Delta t \tag{4.25}$$

Mediante l'equazione di stato dei gas perfetti è possibile chiudere il problema calcolando la pressione:

$$p(t) = \frac{m(t)RT(t)}{V(t)} \tag{4.26}$$

Tutto ciò è valido per una schematizzazione del cilindro a zona singola, ovvero considerando che nella camera di combustione è presente un solo fluido omogeneo. In realtà è possibile utilizzare un approccio a due zone, valido sia per i cicli Otto che Diesel, in cui il volume della camera è occupato da una parte di fluido già bruciato (zona bruciata) situato vicino alla valvola di scarico e da una parte di fluido non ancora combusto (zona non bruciata) situata sulla valvola di aspirazione (Figura 4.4).

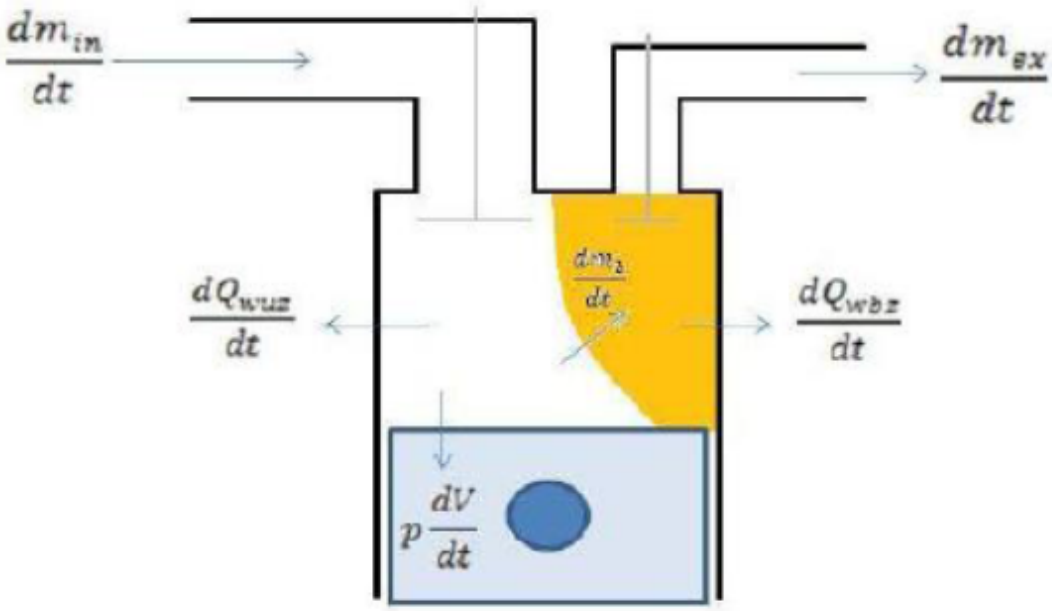

Figura 4.4: Schematizzazione del ciclindro a 2 zone

Le due zone sono separate dal fronte di fiamma e sono caratterizzate rispettivamente da due temperature differenti T_{uz} e T_{bz} e un singolo valore di pressione. Infatti:

- Se ci fosse una variazione di pressione tra le due zone ci sarebbe una variazione del campo di moto, che non può avvenire in un modello 0-D (il fluido è fermo);
- Se ci fosse una variazione di pressione, si genererebbero onde di pressione che si propagherebbero nel cilindro alla velocità del suono e quindi verrebbero riflesse tante volte nella camera di combustione per poi stabilizzare molto rapidamente la pressione in un tempo molto inferiore rispetto a quello dell'integrazione Δt. Quindi, anche dal punto di vista fisico, possiamo considerare valida l'ipotesi della pressione uniforme.

Durante la combustione, la massa e l'energia passano dall'area incombusta all'area bruciata. Le equazioni di bilancio di massa ed energia diventano, per la zona incombusta:

$$\frac{dm_{uz}}{dt} = \frac{dm_{in}}{dt} - \frac{dm_b}{dt} \tag{4.27}$$

$$\frac{d(m_{uz}e_{uz})}{dt} = \sum_{i=0}^{n} \frac{dm_{in}}{dt} h_{in} - \frac{dm_b}{dt} h_{uz} - \frac{dQ_{wuz}}{dt} - p\frac{dV_{uz}}{dt} \tag{4.28}$$

E, per la zona combusta:

$$\frac{dm_{bz}}{dt} = -\frac{dm_{ex}}{dt} + \frac{dm_b}{dt} \tag{4.29}$$

$$\frac{d(m_{bz}e_{bz})}{dt} = -\sum_{i=0}^{n} \frac{dm_{ex}}{dt} h_{ex} + \frac{dm_b}{dt} h_{uz} - \frac{dQ_{wbz}}{dt} - p\frac{dV_{bz}}{dt} \tag{4.30}$$

4.1.7 Modello dello scambio termico attraverso le pareti del cilindro

Una delle incognite nell'equazione dell'equilibrio di energia è la potenza termica scambiata con le pareti del cilindro, $\frac{dQ_W}{dt}$. Il meccanismo di scambio termico che si verifica in un cilindro è quello della convezione, sia per il motore ad accensione comandata che per i motori diesel, e il meccanismo radiativo per il solo diesel, a causa della presenza di particelle. Il calore che scorre attraverso la camera di combustione è dato da:

$$\dot{Q_W} = h_W A_W (T - T_W) \tag{4.31}$$

dove:

- h_W è il coefficiente convettivo di scambio termico$[\frac{W}{m^2 K}]$;
- A_W è la superfice di scambio termirco in $[m^2]$, che dipende dalle caratteristiche geometriche del cilindro, in funzione della manovella: $A_W = 2\frac{\pi D^2}{4} + \pi D s(t)$;
- T_W è la temperatura interna della parete del cilindro in $[K]$. È noto perché il cilindro è costituito da un materiale ad alta inerzia termica. Quindi questo valore può essere considerato come costante e uguale a un valore compreso tra $400K$ e $500K$.

Il problema fondamentale è la stima del coefficiente di scambio termico, che dipende dalla velocità del fluido. Chiaramente, in un modello 0-D questo non può essere calcolato.

Dall'analisi delle temperature della camicia d'acqua che circonda il cilindro, sono stati ottenuti modelli indiretti per il suo calcolo.

Modello Annand Il modello di Annand calcola la potenza termica come somma di un contributo convettivo e di irradiazione:

$$\dot{Q} = h_i(T - T_W) + c_2\sigma_0(T^4 - T_W^4) \tag{4.32}$$

dove:

- c_2 è un coefficiente empirico che vale 0,075 per i motori ad accensione comandata e 0,6-1,6 per i motori diesel;
- σ_0 è la costante di Boltzmann che vale $56.7 \cdot 10^{-9}[\frac{W}{m^2K^4}]$;
- h_i è il coefficiente di scambio termico convettivo che è pari a $h_i = C_1\frac{k}{D}Re^n$, dove D è il foro, k è la conducibilità termica del gas, Re è il numero di Reynolds, $C_1 = 0.35 - 0.8$ e $n = 0.7 - 0.8$.

Modello Woschni Il modello di Woschni si riferisce alla convezione forzata, opportunamente aumentata per tenere conto dell'irraggiamento:

$$\dot{Q} = h_i(T - T_W) \tag{4.33}$$

dove

$$h_i = C_1 p^{0.9} D^{-0.2} T^{-0.52} u^{0.9} \tag{4.34}$$

con u, velocità del flusso termico, è una funzione della velocità del pistone, della temperatura di riferimento, della pressione di riferimento e del volume di riferimento valutati all'inizio della combustione.

4.1.8 Modellizzazione del flusso di massa e del coefficiente di efflusso della valvola

La portata massica che passa attraverso i collettori del motore è modellata da due formule:

$$\dot{m} = c_d A_{ref,v} p_{01} \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{1}{RT_{01}} \left[\left(\frac{p_2}{p_{01}} \right)^{2k} - \left(\frac{p_2}{p_{01}} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \tag{4.35}$$

$$\dot{m} = c_d A_{ref,v} p_{01} \sqrt{\frac{k}{RT_{01}} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}} \tag{4.36}$$

che sono validi rispettivamente per il flusso subsonico e il flusso sonico (in effetti può accadere che in alcuni punti del percorso la velocità del fluido possa raggiungere M = 1 e quindi la condizione del blocco sonico). Nelle formule si hanno:

- c_d, coefficiente di efflusso della valvola;
- $A_{ref,v}$ è l'area di riferimento della valvola in $[m^2]$;
- p_{01} è la pressione totale a monte della valvola in $[Pa]$;
- p_2 è la pressione totale a valle della valvola in $[Pa]$;
- T_{01} è la temperatura totale a monte della valvola in$[K]$
- $k = \frac{c_p}{c_v}$ è il coefficiente di dilatazione adiabatica, pari a 1,4 per i fluidi bifasici;
- R è la costante specifica di aria secca, uguale a $287 \frac{J}{kgK}$

Il coefficiente di efflusso è dato dal rapporto tra il flusso di massa effettivo e il flusso di massa isentropico, cioè in assenza di perdite fluidodinamiche. Viene calcolato in base all'area di riferimento della valvola (Figura 4.5) ed è valutato mediante prove sperimentali con banchi di flussaggio.

Mettendo su un banco di prova il motore, un ventilatore viene sostituito dal pistone e una punteria viene sostituita dalla camma. Questo determina il sollevamento della

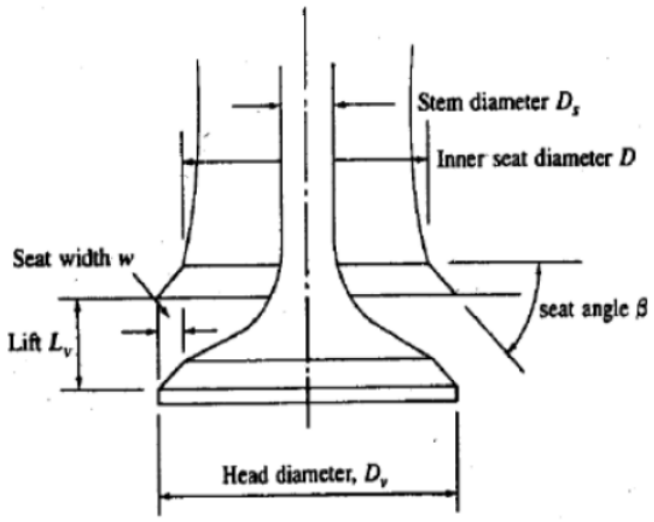

Figura 4.5: Area di riferimento della valvola

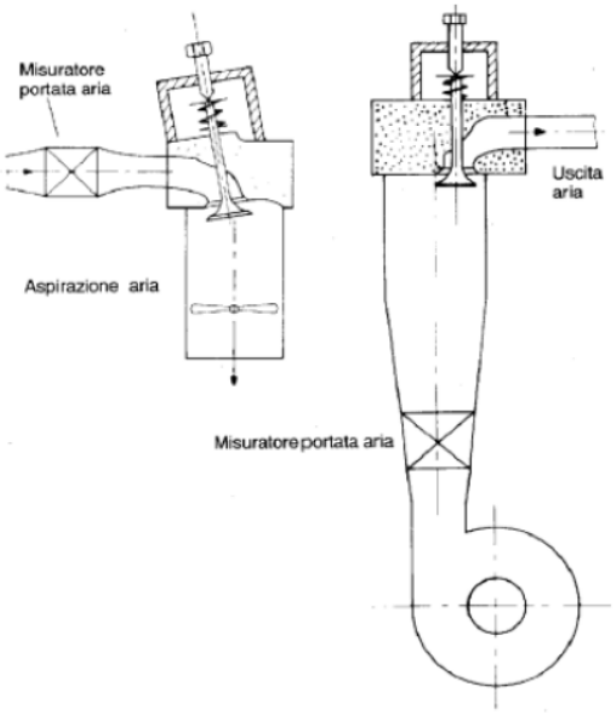

Figura 4.6: Banco di flussaggio per valvola di ingresso (sinistra) e valvola di scarico (destra)

valvola, che rimane fissa durante il test(Figura 4.6).

A partire dal ventilatore, verrà aspirato un flusso d'aria, simulando la fase di aspirazione. Successivamente, viene misurata la pressione a monte e a valle della valvola, in modo da poter misurare il flusso effettivo che passa attraverso il sistema. Quindi, in funzione dei valori di pressione misurati, viene calcolato il valore teorico del flusso adiabatico isoentropico e confrontato con questo precedentemente valutato. Il loro rapporto è il coefficiente di efflusso della valvola. In generale, l'andamento del coefficiente aumenta con l'incremento del rapporto tra l'alzata valvola e l'area di riferimento della valvola e diminuisce fino al minimo se nell'area di riferimento viene considerata la sezione di passaggio cilindrica del flusso.

4.2. Modello base

Il motore utilizzato nel modello è un motore 2000 cm^3 con 4 ciclindri equipaggiato con una turbina a geometria variabile (VGT). In Figura 4.7 è presente una tabella con le caratteristiche principali del motore modellato.

Motore	Diesel
Cilindrata	1956 cm^3
N° Cilindri	4
Sovralimentato	SI
Corsa	90,4 mm
Alesaggio	83,0 mm
Rapporto di compressione	16,5

Figura 4.7: Caratteristiche del motore

Il modello è stato fornito dal CNR Istituto Motori di Napoli ed è rappresentato in (Figura 4.8).

Nella prima fase di lavoro l'attenzione è stata focalizzata sulla calibrazione del modello di combustione mediante il "EngCylCombDIPulse", che è un modello di combustione predittivo, usato per sostituire quello sperimentale presente già nel modello. Il modello DIPulse prevede per la sua calibrazione la definizione di 4 parametri:

- Entrainment legato alla velocità di trascinamento;
- Premixed legata alla fase premiscelata della combustione;

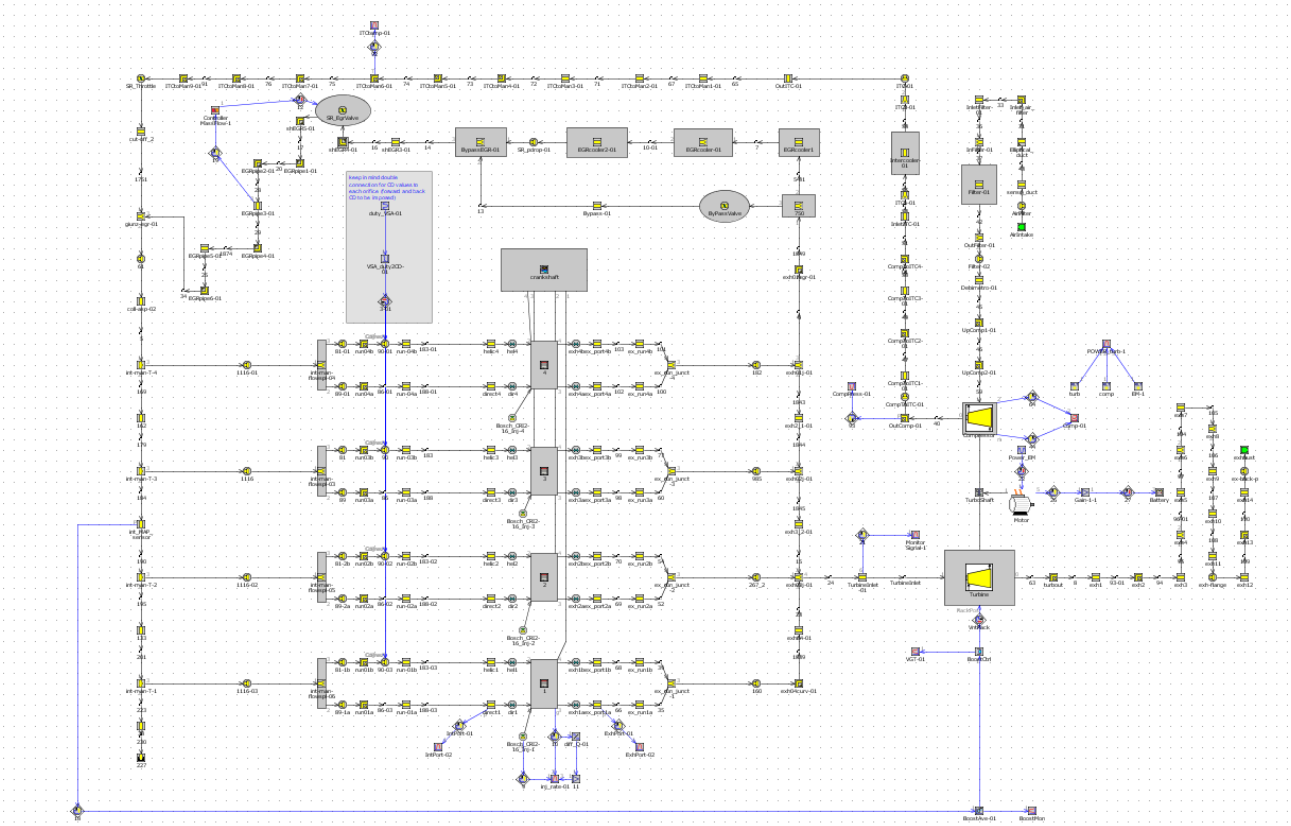

Figura 4.8: Modello base di partenza

- Diffusion legata alla fase diffusiva della combustione;
- Ignition delay legato al ritardo all'accensione.

Questi 4 parametri sono stati calibrati mediante un DOE (Design Of Experiments), cioè una tecnica statistica per la progettazione degli esperimenti e permette di massimizzare i risultati derivanti da dati sperimentali, andando a minimizzare l'errore rispetto ad un particolare parametro. L'utilizzo del modello predittivo consente di ampliare le potenzialità dello stesso ai fini della esplorazione delle condizioni operative diverse da quello sperimentali. Il target che è stato utilizzato per calibrare la combustione è il ciclo di pressione sperimentale (Figura 4.9) che è stato fornito dal CNR. La strategia utilizzata per ottimizzare i 4 parametri è mostrata in Figura 4.10. Dopo aver terminato la fase preliminare per la combustione è stata inserita la mappa motore mediante i dati sperimentali forniti dal CNR e si è passati alle simulazioni. I punti di funzionamento usati sono 40 come mostrato in (Figura 4.12). Si hanno 8 velocità di rotazione e per

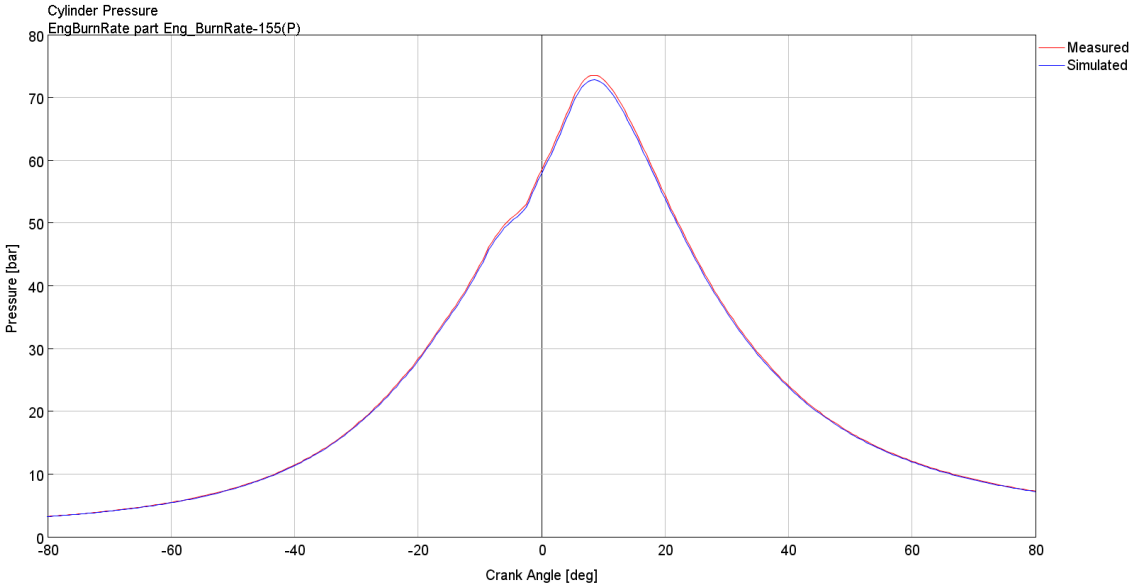

Figura 4.9: Confronto ciclo di pressione numerico e sperimentale

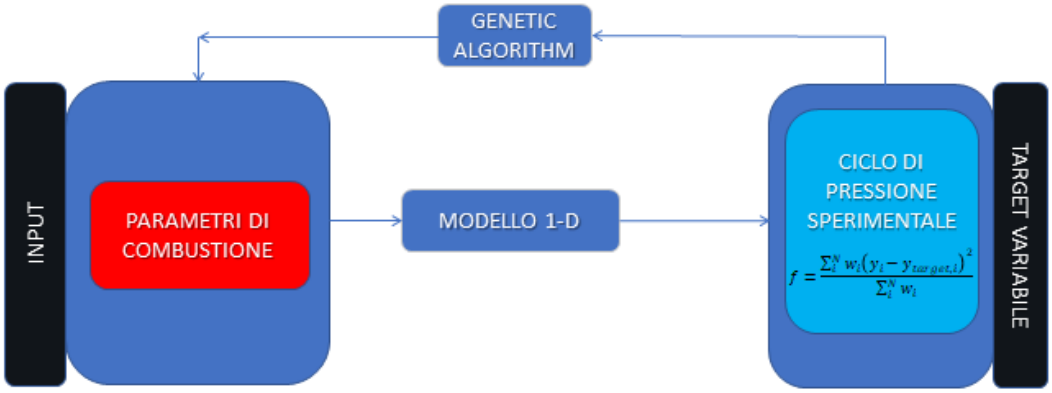

Figura 4.10: Strategia per ottimizzare la combustione predittiva

ogni velocità si hanno 5 punti ottenuti variando la percentuale di Coppia; in rosso (Figura 4.12) sono stati evidenziati i punti di lavoro presi in esame in questo lavoro; di seguito è presente la tabella in Figura 4.11 dei casi valutati con le rispettive velocità di rotazione e percentuale di carico:

	Rpm - % di carico
Caso1	1250 rpm 25 %
Caso2	1250 rpm 50 %
Caso3	1250 rpm 100 %
Caso4	1500 rpm 25 %
Caso5	1500 rpm 50 %
Caso6	1500 rpm 100 %
Caso7	2000 rpm 25 %
Caso8	2000 rpm 50 %
Caso9	2000 rpm 100 %
Caso10	2500 rpm 25 %
Caso11	2500 rpm 50 %
Caso12	2500 rpm 100 %
Caso13	2750 rpm 25 %
Caso14	2750 rpm 50 %
Caso15	2750 rpm 100 %

Figura 4.11: Tabella con tutti i casi analizzati

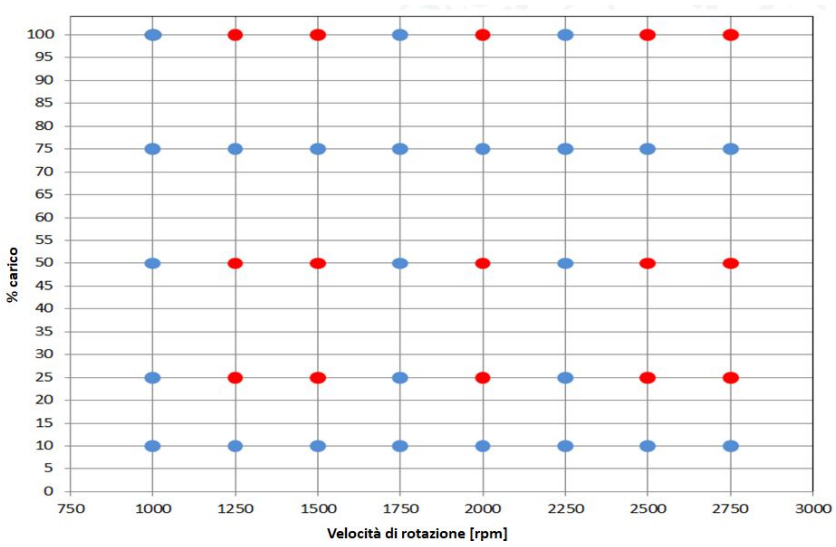

Figura 4.12: Mappa motore: in rosso sono evidenziati i punti analizzati

4.3. Validazione del modello

Una volta che la combustione predittiva è stata impostata si è passati alla validazione del modello andando a confrontare le grandezze di maggiore interesse per il motore ottenute simulando il modello e quelle a disposizione da una campagna di prove sperimentali. Le grandezze che sono state prese in considerazione per validare il modello sono:

- p boost;
- brake torque;
- brake power;
- portata d'aria;
- portata di combustibile;
- IMEP;
- BMEP.

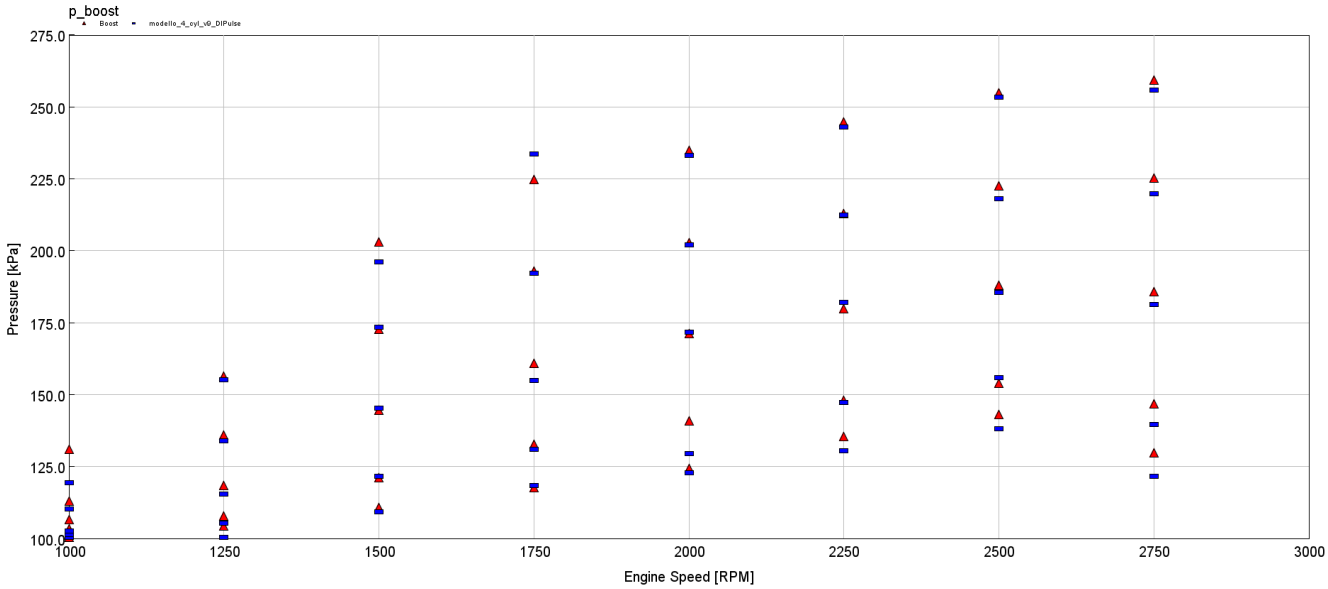

Figura 4.13: Confronto p boost sperimentale-numerico

In (Figura 4.13) il triangolo rosso sta ad indicare il valore sperimentale, mentre il rettangolo blu indica il risultato ottenuto dalla simulazione. Si può notare dalla Figura 4.13 che solamente nel caso al 100 % del carico a 1750 rpm la boost non viene raggiunta. Nel caso in questione la sola turbina non è in grado di permettere il raggiungimento della p boost.

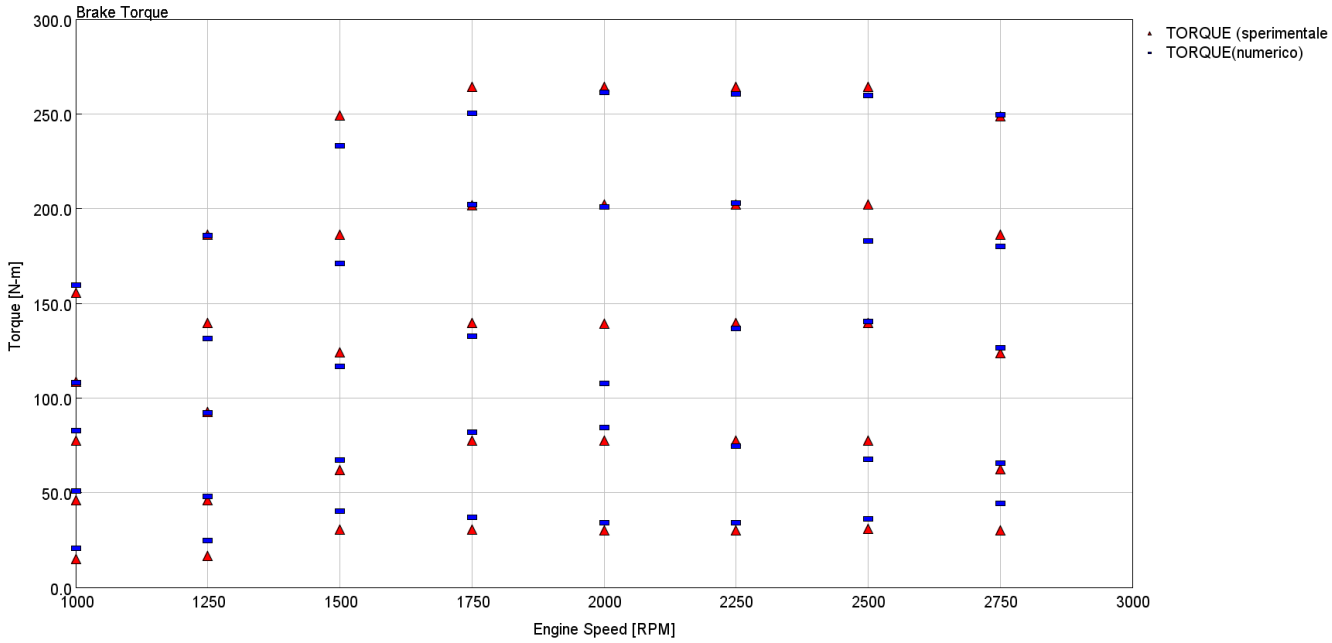

Figura 4.14: Confronto brake torque sperimentale-numerico

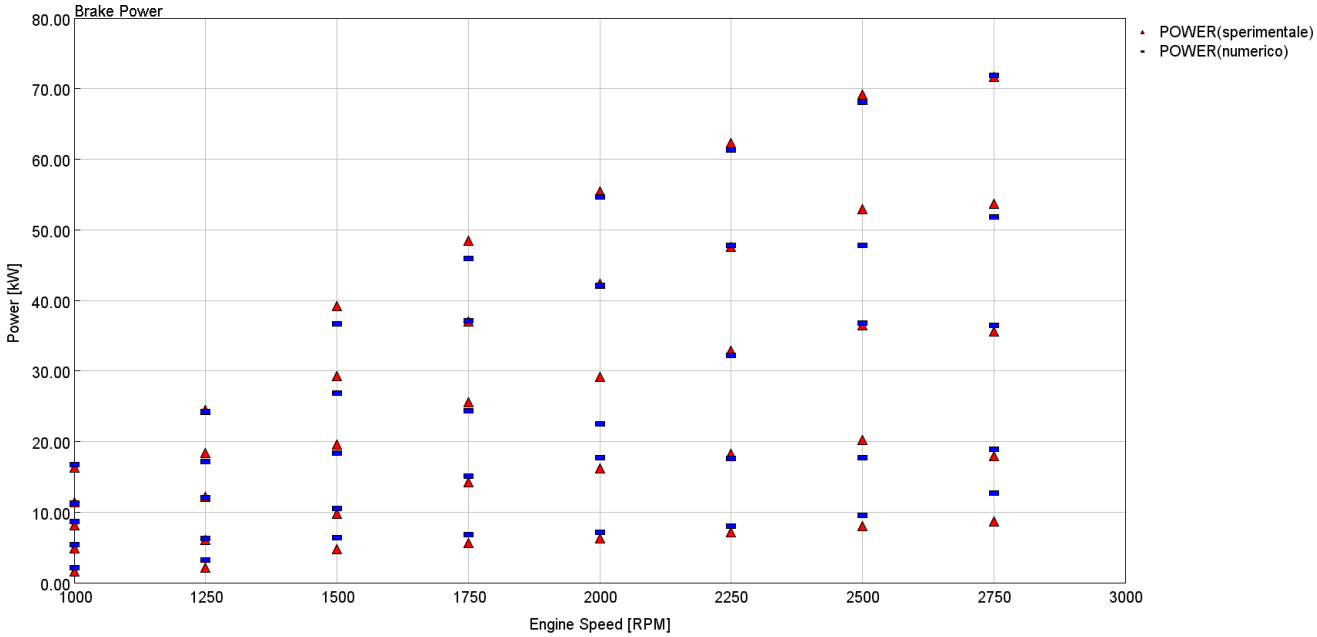

Figura 4.15: Confronto brake power sperimentale-numerico

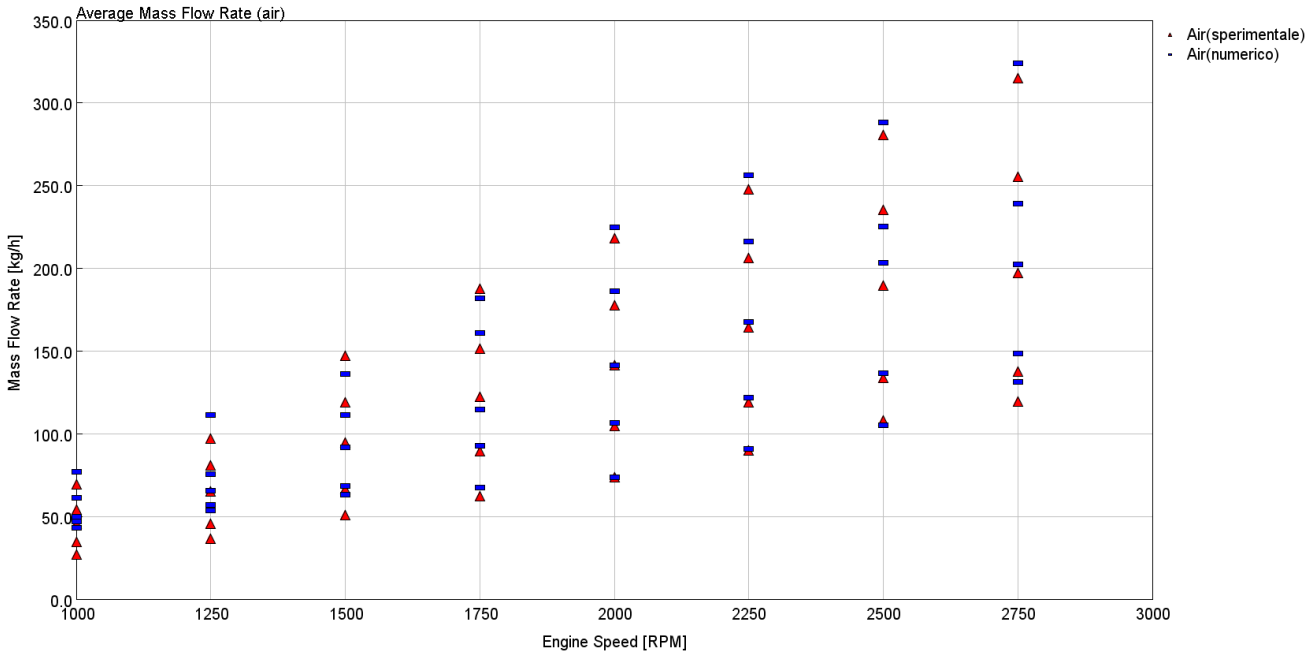

Figura 4.16: Confronto portata d'aria sperimentale-numerico

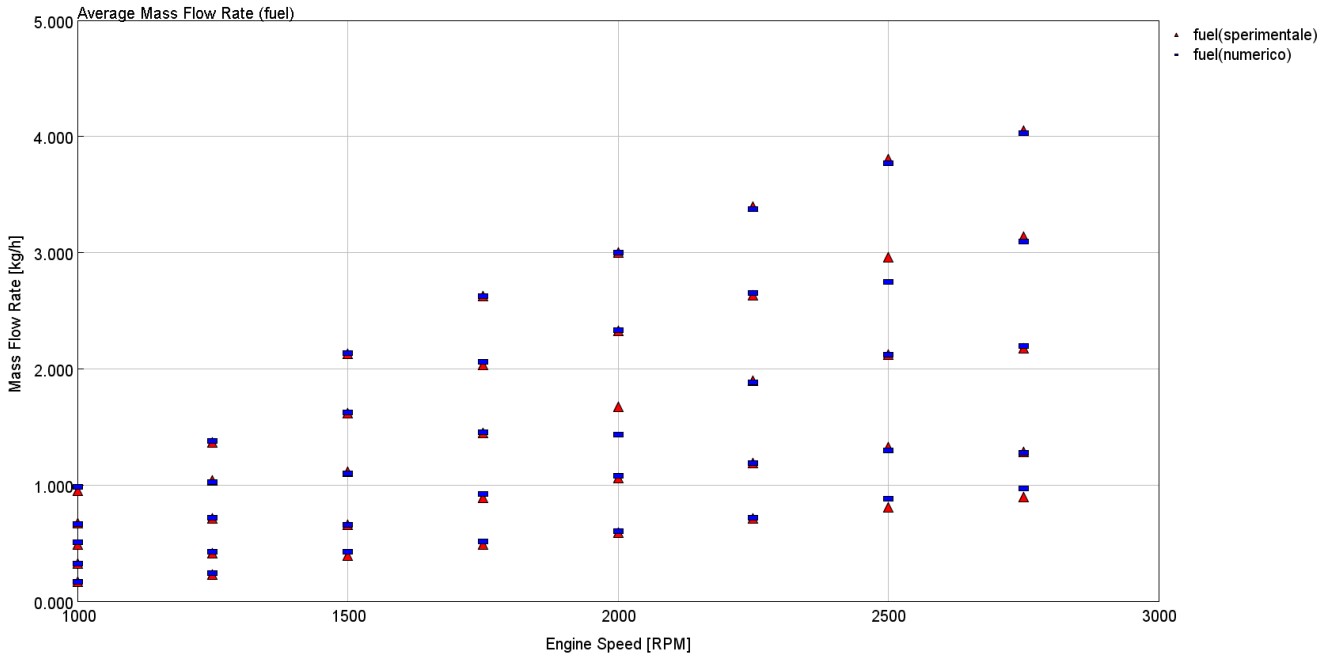

Figura 4.17: Confronto portata di combustibile sperimentale-numerico

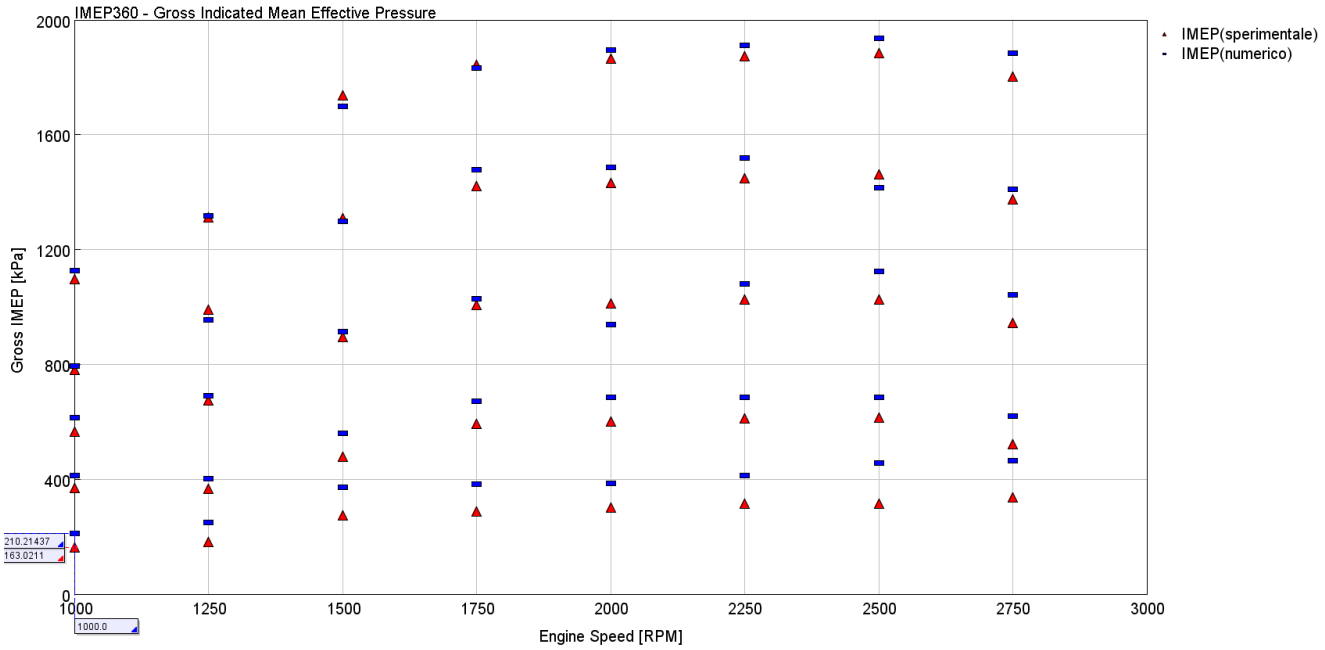

Figura 4.18: Confronto IMEP sperimentale-numerico

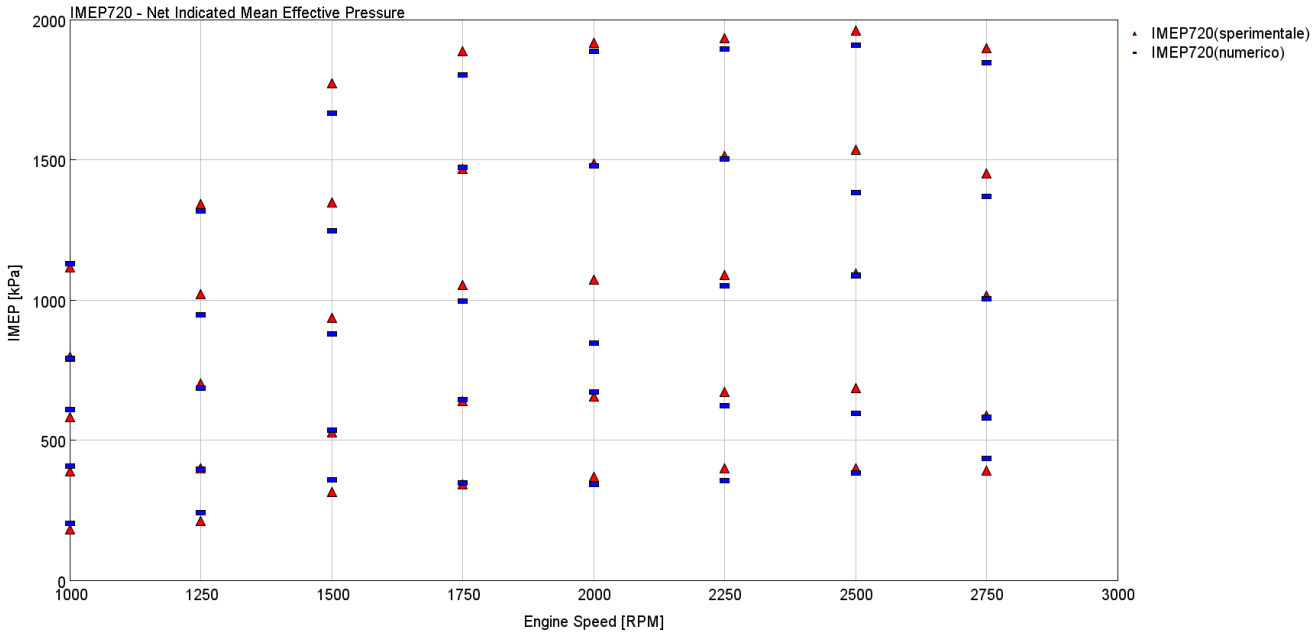

Figura 4.19: Confronto BMEP sperimentale-numerico

Dalle simualazioni è evidente che ci sono delle differenze tra valori sperimentali e numerici in quanto la risoluzione stessa introduce delle approssimazioni, pertanto si è cercato di raggiungere un compromesso per ottenere convergenza con tutte le variabili. In Figura 4.20 è riportato il confonto di tutte le grandezze sperimentali e numeriche con i relativi errori percentuali. Per validare il modello si è cercato di mantenere l'errore inferiore al 5 %. Si nota dai dati che gli errori maggiori si hanno in corrispondenza delle basse velocità di rotazione a carichi parziali, ciò è dovuto al fatto che i dati sperimentali fanno riferimento a un motore con 2 gruppi di sovralimentazione, mentre il modello in questione ha sono un gruppo. In corrispondenza di bassi rpm e carichi bassi il motore ha più difficoltà a raggiungere il valore di convergenza poichè la sola turbina non è in grado di generare sufficiente potenza.

In Figura 4.21 è stata calcolata la media aritmetica degli errori su tutti i casi; l'errore maggiore si ha in corrispodenza alla portata d'aria, 4.96 %, ciò è dovuto, come detto in precedenza alla turbina che non è in grado di fornire sufficiente potenza al compressore, pertanto la portata che viene elaborata dal compressore risulta minire di quella sperimentale.

Dopo aver constatato attraverso il confronto numerico-sperimentale che il modello

	P boost		Brake torque		Brake power		Portata aria		Portata fuel		IMEP		BMEP	
	nu.	er	nu.	er	nu.	er	nu.	er	nu.	er	nu.	er	nu.	er
	bar	%	Nm	%	kW	%	kg/h	%	Kg/h	%	kPa	%	kPa	%
1000rpm10%	1,00	1.00	20,53	13.2	2,15	9.30	31,39	7.61	0,17	5,88	210,22	9.78	204,26	11,9
1000rpm25%	1,01	2.90	51,04	10.6	5,34	7.8	42,11	5.37	0,32	0,00	412,91	8.68	407,44	4,59
1000rpm50%	1,02	4.70	82,92	5.4	8,68	6,57	46,86	2,77	0,51	3,92	612,59	8,00	607,47	4,28
1000rpm75%	1,10	2.60	108,1	0.5	11,32	0,53	52,32	3.53	0,66	1,52	794,31	8.74	790,35	0,77
1000rpm100%	1,19	9.20	159,4	2.5	16,70	2,51	66,03	4.64	0,98	3,06	1126,81	5,76	1130,24	1,17
1250rpm10%	1,00	4.80	24,69	5.1	3,23	8.7	51,91	4.45	0,24	4,17	250,17	8.08	242,19	13,4
1250rpm25%	1,05	2.80	48,03	4.4	6,29	4,13	59,85	5.38	0,43	4,65	402,14	9.99	395,50	0,61
1250rpm50%	1,15	3.40	92,27	0.5	12,08	0,66	65,05	0,20	0,72	1,39	690,73	8.36	685,27	2,25
1250rpm75%	1,34	2.20	132,8	4.9	17,20	6,57	76,20	5.90	1,02	1,96	952,71	6.66	947,17	7,65
1250rpm100%	1,55	1.30	185,7	0.3	24,30	0,49	92,27	4.7	1,38	1,45	1317,58	6,60	1316,03	1,90
1500rpm10%	1,09	1.80	40,45	10.1	6,35	9.10	72,39	8.22	0,42	7,14	370,51	1,10	357,40	11,6
1500rpm25%	1,22	0.00	67,29	7.1	10,57	7,85	74,14	6.45	0,66	1,52	559,77	3,38	535,47	1,54
1500rpm50%	1,45	0.00	116,6	6.1	18,32	6,55	93,05	1,79	1,10	0,91	913,04	5.29	877,85	6,58
1500rpm75%	1,73	0.00	171,05	8.1	26,87	8,86	111,10	4.36	1,62	0,00	1298,31	7,80	1246,28	8,14
1500rpm100%	1,96	3.4	233,2	6.4	36,64	6,85	142,97	2.70	2,14	0,47	1697,89	7,52	1666,23	6,40
1750rpm10%	1,18	0.00	36,93	9.7	6,77	11,9	83,99	6.65	0,52	5,77	381,77	1,59	347,57	1,66
1750rpm25%	1,31	1.5	82,12	5.5	15,05	5,58	99,89	5.30	0,92	3,26	671,67	3,00	644,90	1,01
1750rpm50%	1,55	3.70	132,7	4.9	24,32	5,26	116,27	5,10	1,45	0,00	1027,49	7,14	994,82	5,74
1750rpm75%	1,92	0.50	202,3	0.2	37,07	0,19	147,20	2.64	2,06	0,97	1477,66	2,92	1471,55	0,23
1750rpm100%	2,33	3.40	251,5	4.9	45,91	5,53	177,84	5.21	2,63	0,00	1833,49	5,67	1801,45	4,78
2000rpm10%	1,23	1.60	34,24	6.3	7,17	5.20	102,38	2.94	0,60	1,67	386,19	3,44	342,62	7,68
2000rpm25%	1,29	8.50	84,57	8.3	17,71	8,41	112,72	7,24	1,08	1,85	683,78	2,40	669,90	2,20
2000rpm50%	1,72	0.00	127,6	8.4	24,54	9.7	145,72	2,91	1,43	16,78	939,43	15,6	896,64	16.2
2000rpm75%	2,02	1.00	200,9	0.7	42,09	0,55	170,54	4,09	2,34	0,43	1486,76	3,02	1476,22	0,70
2000rpm100%	2,33	0.80	261,2	1.2	54,70	1,24	193,82	6.80	3,00	0,00	1892,92	3,71	1884,99	1,66
2250rpm10%	1,30	4.40	34,17	8.5	8,05	5.20	107,31	8.86	0,72	1,39	413,94	0,02	355,20	12,5
2250rpm25%	1,47	0.70	74,69	3.6	17,60	3,69	140,40	6.61	1,19	0,00	685,74	3,47	623,89	7,68
2250rpm50%	1,82	1.10	136,8	1.9	32,24	1,89	173,83	5,54	1,89	0,53	1080,07	3,98	1049,41	3,62
2250rpm75%	2,12	0.50	202,8	0.4	47,77	0,38	198,97	3,75	2,65	0,38	1518,61	1,99	1501,72	0,72
2250rpm100%	2,43	0.80	260,4	1.4	61,35	1,48	235,13	5.14	3,37	0,59	1908,35	3,32	1892,82	2,18
2500rpm10%	1,38	3.50	36,33	7.2	9,51	8.0	141,50	8.68	0,88	7,95	457,66	10,7	383,06	4,40
2500rpm25%	1,56	1.30	71,48	7.5	19,57	3.3	162,65	5.37	1,29	3,10	686,23	4,11	596,48	5.98
2500rpm50%	1,85	1.60	140,4	0.7	36,75	0,65	198,05	4,37	2,12	0,47	1123,61	0,17	1088,87	0,36
2500rpm75%	2,18	2.20	187,8	7.1	48,84	7.7	228,54	2,95	2,75	7,64	1414,67	9,41	1381,32	11,1
2500rpm100%	2,53	0.80	259,8	1.7	68,02	1,72	261,42	7,31	3,77	1,06	1932,22	2,60	1905,52	2,91
2750rpm10%	1,24	4.60	44,25	9.1	12,74	9.70	145,92	8.55	0,97	8,25	463,66	6,35	434,47	9,91
2750rpm25%	1,42	3.40	65,48	4.9	18,86	4,98	156,34	4.48	1,27	1,57	619,50	0,49	582,07	0,69
2750rpm50%	1,81	3.80	126,6	2.3	36,45	2,25	211,11	6.53	2,20	0,91	1040,93	0,22	1002,64	1,19
2750rpm75%	2,20	2.70	179,9	3.4	51,82	3,53	254,67	0,33	3,09	1,29	1409,32	4,35	1367,26	6,04
2750rpm100%	2,56	0.00	249,5	0.3	71,85	0,32	295,91	3.00	4,03	0,50	1882,73	1,00	1843,91	2,93

Figura 4.20: Tabella riassuntiva di confronto tra dati sperimentali con relativi errori

simula in maniera efficiente il motore reale, tale modello è stato assunto come modello di partenza per le simualzioni successive e sarà utilizzato per il confronto con il modello elettrificato.

	P boost	Brake torque	Brake power	Portata aria	Portata fuel	IMEP	BMEP
	%	%	%	%	%	%	%
Errore medio	2.31	4.88	4.86	4,96	2,61	4.90	4.92

Figura 4.21: Media errori su tutti i casi

4.4. Implementazione della macchina elettrica

Una volta che il modello è stato validato si è passati all'implementazione dell'e-boost per poi poter confrontare i risultati con il modello base valutando cosi gli effettivi pro e contro della soluzione adottata. Passando dal modello base a quello elettrificato è stato inserito un controllo sull'iniettore definito nel template di GT-Power con ControllerDInject che permette di inserire il target di brake power ed in tal modo il controllo varia la quantità di combustibile da iniettare caso per caso in base al target di brake power. In Figura 4.22 sono evidenziati in rosso i componenti aggiunti per implementare l'e-boost e in Figura 4.23 è rappresentato un loro ingrandimento; la macchina elettrica è stata collegata direttamente al turboshaft ed è caratterizzato da una potenza massima di 5 kW. La taglia dela macchina elettrica è stata determinata mediante uno studio bibliografico di articoli in cui la taglia delle macchine per questo tipo di motori light-duty non è mai superiore a 5 kW [**29**].

L'elemento motore è una macchina elettrica ed il valore della potenza meccanica assorbita o messa a disposizione è controllata direttamente da Case Setup: se il valore della potenza è positivo la macchina elettrica si comporta da motore, mentre se il valore della potenza è negativa si comporta da generatore; l'elemento batteria è usato come sistema di immagazzinamento di energia.

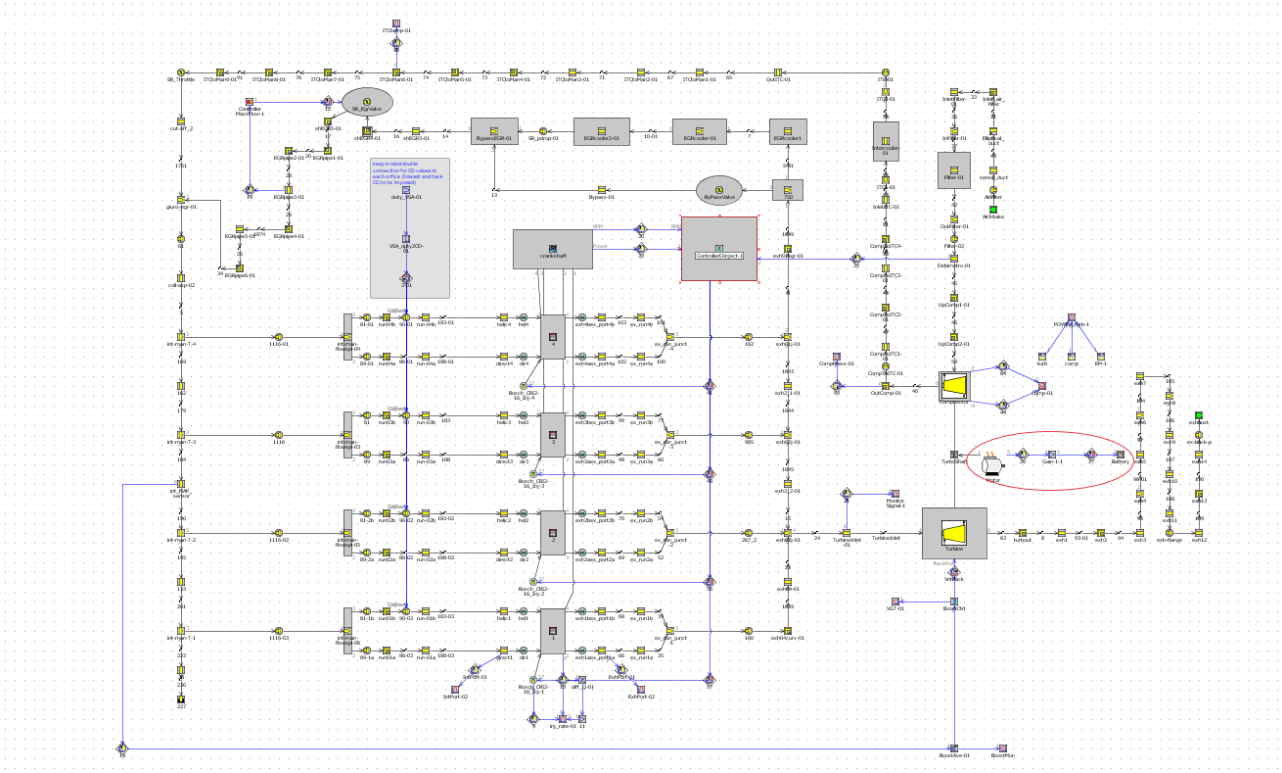

Figura 4.22: Modello in cui è stato implementato e-turbo

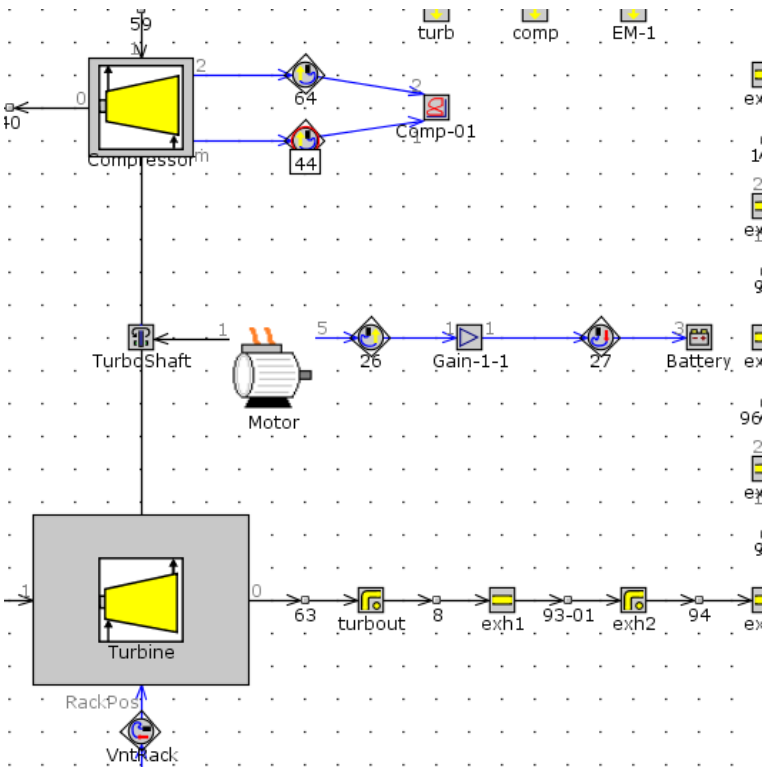

Figura 4.23: Particolare del modello elettrificato

4.4.1 Simulazione del modello nella modalità generatore

In questo paragrafo viene simulata inizialmente la modalità di funzionamento da generatore inserendo un valore negativo della potenza richiesta al motore elettrico. Nelle simulazioni il valore di potenza viene fatto aumentare in valore assoluto, avendo come target la p boost; se il valore di potenza immagazzinata è troppo alto non si riesce a raggiungere il valore di target perchè si sta sottraendo troppa potenza al turboshaft. In (Figura 4.24) è presente la strategia per ottimizzare il valore di potenza: è stato assegnato un valore iniziale di potenza elettrica e tale valore aumenta fino a raggiungimento del target di p boost;il valore di potenza ottimale si ottiene utilizzando un DOE in cui l'obiettivo è quello di massimizzare il rendimento della turbina; per non spingere la turbina troppo ai limiti di funzionamento sono stati imposti limiti alla posizione assunta del rack.

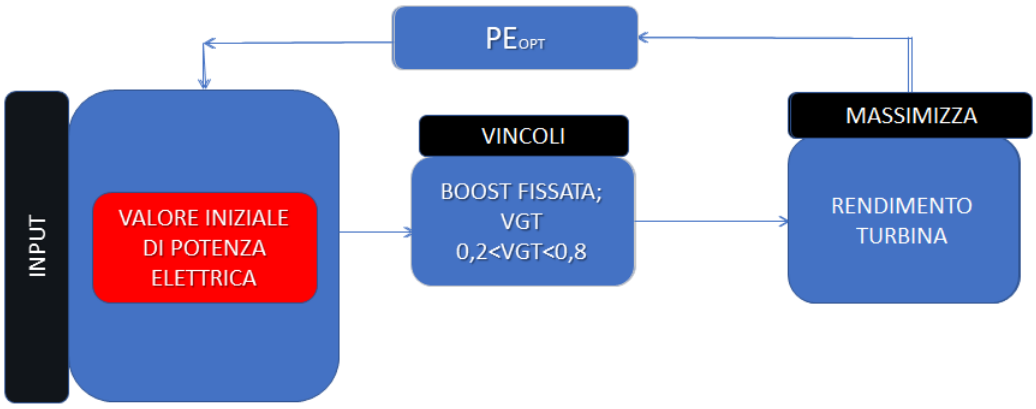

Figura 4.24: Strategia per il calcolo del valore ottimale della potenza nella modalità rigenerativa

Quando viene assorbita potenza la VGT tende a modificare il proprio rack andandolo a chiudere, determinando un aumento del consumo di combustibile a causa della maggiore contropressione.

In questa modalità la potenza meccanica viene assorbita quando il motore è ad alta velocità di rotazione perchè la turbina è in grado di sottrarre altra potenza dai gas combusti, mentre a rpm bassi i gas combusti non sono cosi caldi da permettere alla turbina di generare altra potenza e quindi non si raggiunge la boost, dunque verranno analizzati i casi che hanno una velocità di rotazione superiore a 2500 rpm (Figura 4.25).

	Rpm e % di carico	Potenza fornita [W]	Torque [Nm]	Turbo speed [rmp]	Target p post [bar]	Rack motore base	Rack attuale	Portata di combustibile base [kg/h]	Portata di combustibile attuale [kg/h]
Caso 11	2500 rpm 50 %	-1613	-0,1	142025	1,9	0,4	0,3	2,1	2,2
Caso 12	2500 rpm 100 %	-2500	-0,1	186703	2,6	0,5	0,4	3,8	3,9
Caso 13	2750 rpm 25 %	-312	-0,1	100660	1,4	0,4	0,4	1,3	1,3
Caso 14	2750 rpm 50 %	-2000	-0,1	143445	1,9	0,4	0,3	2,2	2,3
Caso 15	2750 rpm 100 %	-5000	-0,3	187525	2,6	0,6	0,4	4	4,2

Figura 4.25: Tabella riassuntiva base-eletrico modalità generatore

Di seguito sarà mostrato solamente un Caso 11 per far comprendere meglio il procedimento seguito e si potrà vedere come aumentando il valore assoluto della potenza immagazzinata il valore di p boost ottenuto è minore del target in quanto la turbina non è in grado di sfruttare più l'energia dei gas combusti. In Figura 4.26 è rappresentato il Caso 11 in cui sono stati immagazzinati 1700 W nella batteria: si nota che il valore della pressione di sovralimentazione raggiunge il valore di convergenza. Se si prova, invece ad immagazzinare una potenza di 2100 W Figura 4.27 si nota che il modello raggiunge convergenza ma il valore di boost ottenuto risulta essere più basso: ciò è dovuto al fatto che con 2100 W la posizione del rack della turbina è il più basso possibile e, pertanto, la boost non può essere raggiunta perchè si sottrae troppa potenza alla turbina nella modalità rigenerativa.

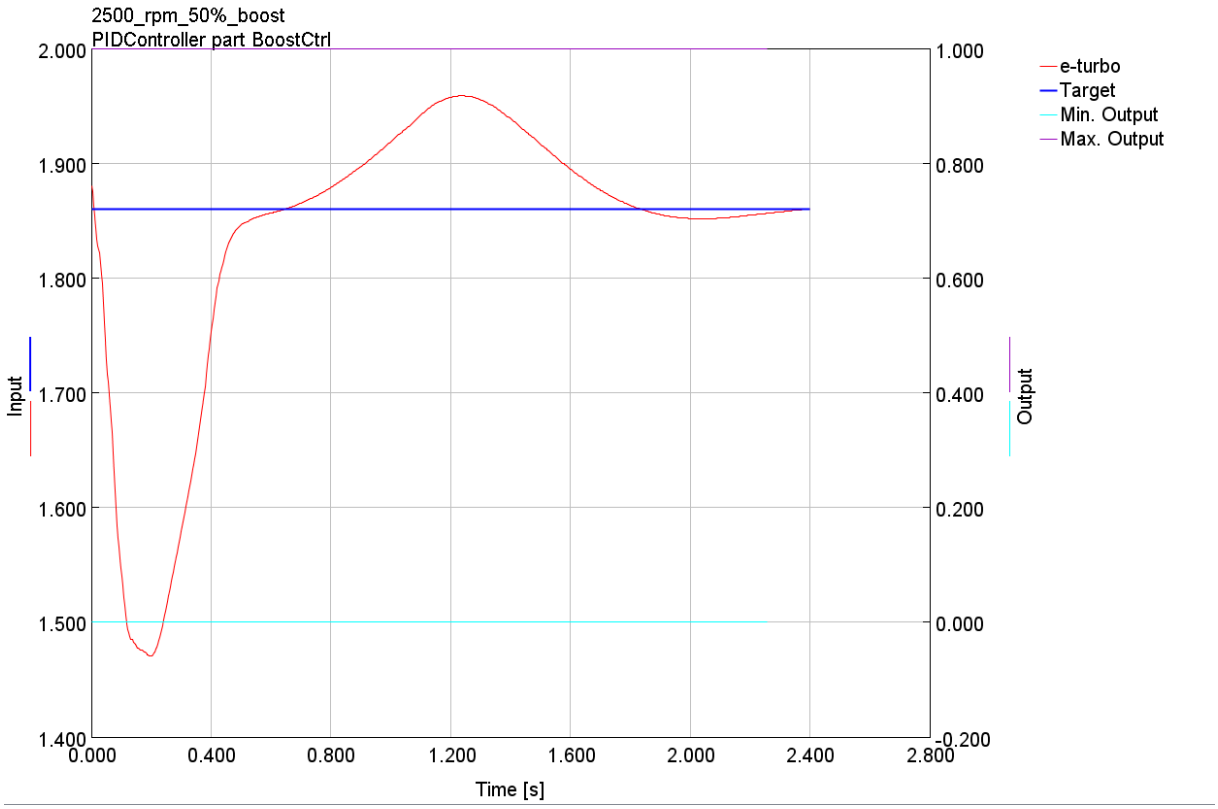

Figura 4.26: Caso 11 1700 W

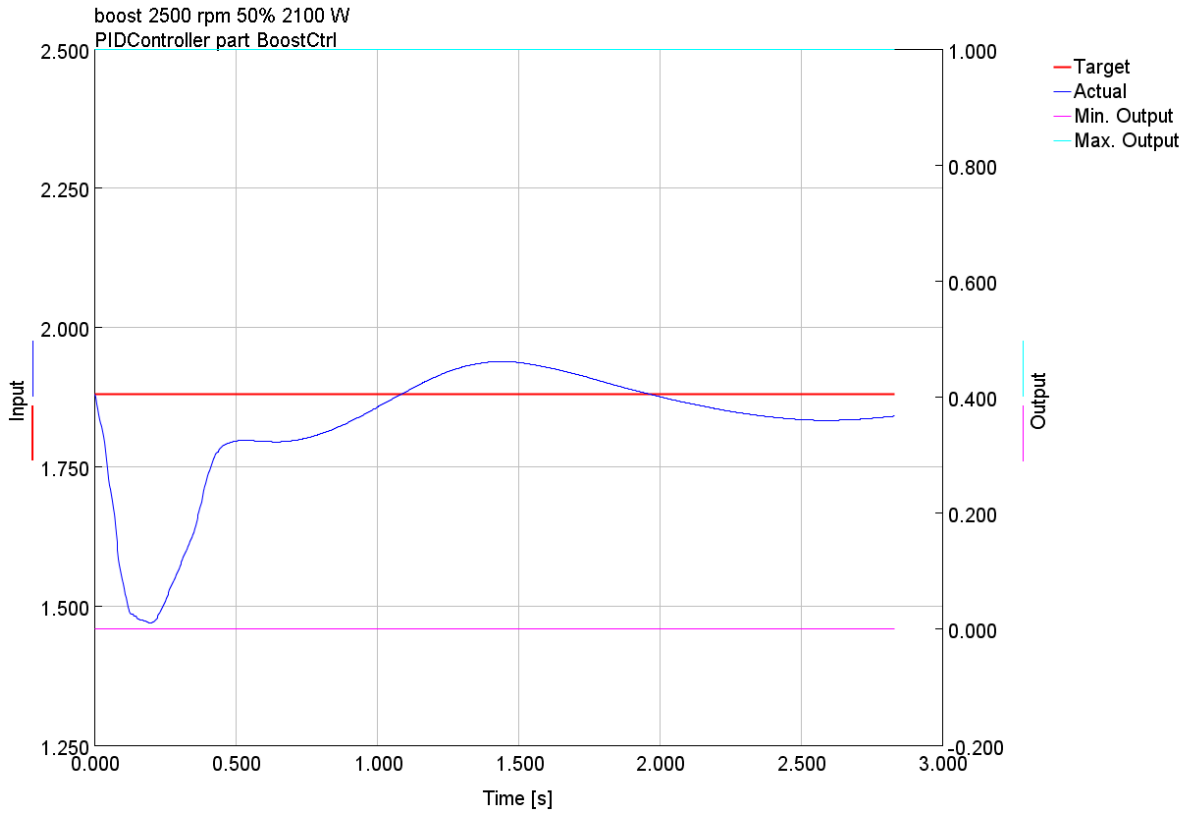

Figura 4.27: Caso 5 2100 W

4.4.2 Simulazione del modello nella modalità motore

In questo paragrafo viene simulata la modalità di funzionamento da motore inserendo un valore positivo della potenza fornita al motore elettrico.
Come detto in precedenza viene aumentata la potenza messa a disposizione dalla macchina elettrica fino a quando il suo valore troppo alto determina boost troppo elevate. Questa modalità di funzionamento viene usata a basse velocità di rotazione e permette di aiutare il motore durante le fasi di accelerazione riducendo anche problemi legati al turbo-lag.
In (Figura 4.28) è presente la strategia per ottimizzare il valore di potenza: è stato assegnato un valore iniziale di potenza elettrica e tale valore aumenta fino a raggiungimento del target di p boost;il valore di potenza ottimale si ottiene utilizzando un DOE in cui l'obiettivo è quello di minimizzare il BSFC; per non spingere la turbina troppo ai limiti di funzionamento sono stati imposti limiti alla posizione assunta del rack.

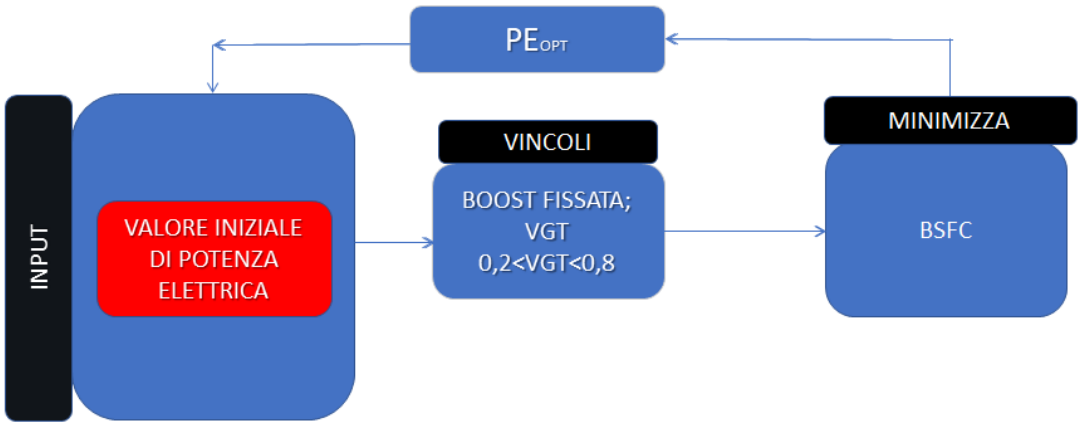

Figura 4.28: Strategia per il calcolo del valore ottimale della potenza nella modalità motore

Quando la potenza meccanica messa a disposizione al compressore è troppo alta la boost aumenta troppo: questo perchè il controllo sulla VGT aumenta il rack riducendo la potenza fornita dalla turbina e determinando una riduzione della portata di combustibile

a causa di una minore contropressione. Come detto in precedenza questa modalità di funzionamento viene usata per le basse velocità di rotazione e per i bassi carichi, pertanto verranno analizzati i casi che vanno da 1 a 10 (Figura 4.29). Di seguito per

	Rpm e % di carico	Potenza fornita[W]	Torque [Nm]	Turbo speed [rmp]	Target p boost [bar]	Rack motore base	Rack attuale	Portata di combustibile base [kg/h]	Portata di combustibile attuale [kg/h]
Caso1	1250 rpm 25 %	0	0,00	39644,5	1,08	0,589	0,589	0,43	0,426
Caso2	1250 rpm 50 %	250	0,04	67367,61	1,19	0,375	0,791	0,72	0,673
Caso3	1250 rpm 25 %	506	0,04	110805,7	1,57	0,296	0,718	1,38	1,374
Caso4	1500 rpm 25 %	0	0,00	72072,31	1,22	0,144	0,144	0,66	0,660
Caso5	1500 rpm 50 %	975	0,09	102284,4	1,45	0,129	0,790	1,10	0,996
Caso6	1500 rpm 100 %	3273	0,20	159668,9	2,03	0,172	0,801	2,14	1,880
Caso7	2000 rpm 25 %	962	0,09	105624,9	1,41	0,399	0,760	1,08	0,996
Caso8	2000 rpm 50 %	2700	0,19	136358,6	1,72	0,100	0,598	1,43	1,223
Caso9	2000 rpm 100 %	4450	0,23	181011,6	2,35	0,382	0,785	3,00	2,809
Caso10	2500 rpm 25 %	1960	0,15	122202,2	1,54	0,125	0,810	1,29	1,092

Figura 4.29: Tabella riassuntiva base-eletrico modalità motore

far comprendere meglio il procedimento seguito verrà mostrato il Caso 2 e si mostrerà come un valore troppo alto di potenza elettrica determina una boost troppo alta. In Figura 4.30 è presente il Caso 2 in cui è stata fornita una potenza meccanica che permette di raggiungere il target di boost, mentre in Figura 4.31 è stato fornita una potenza di 1000 W ed è evidente che tale valore è troppo elevato in quanto la boost assume valori troppo alti.

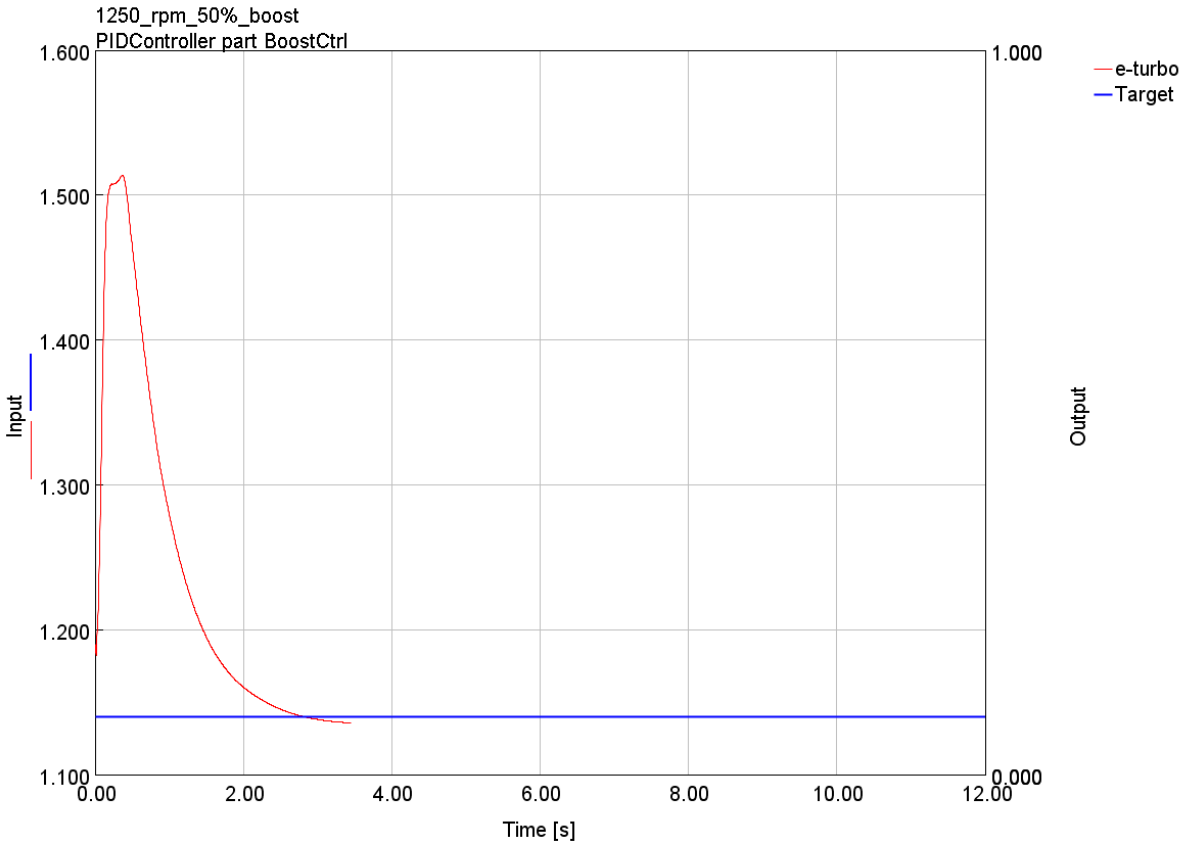

Figura 4.30: Caso 2 300 W

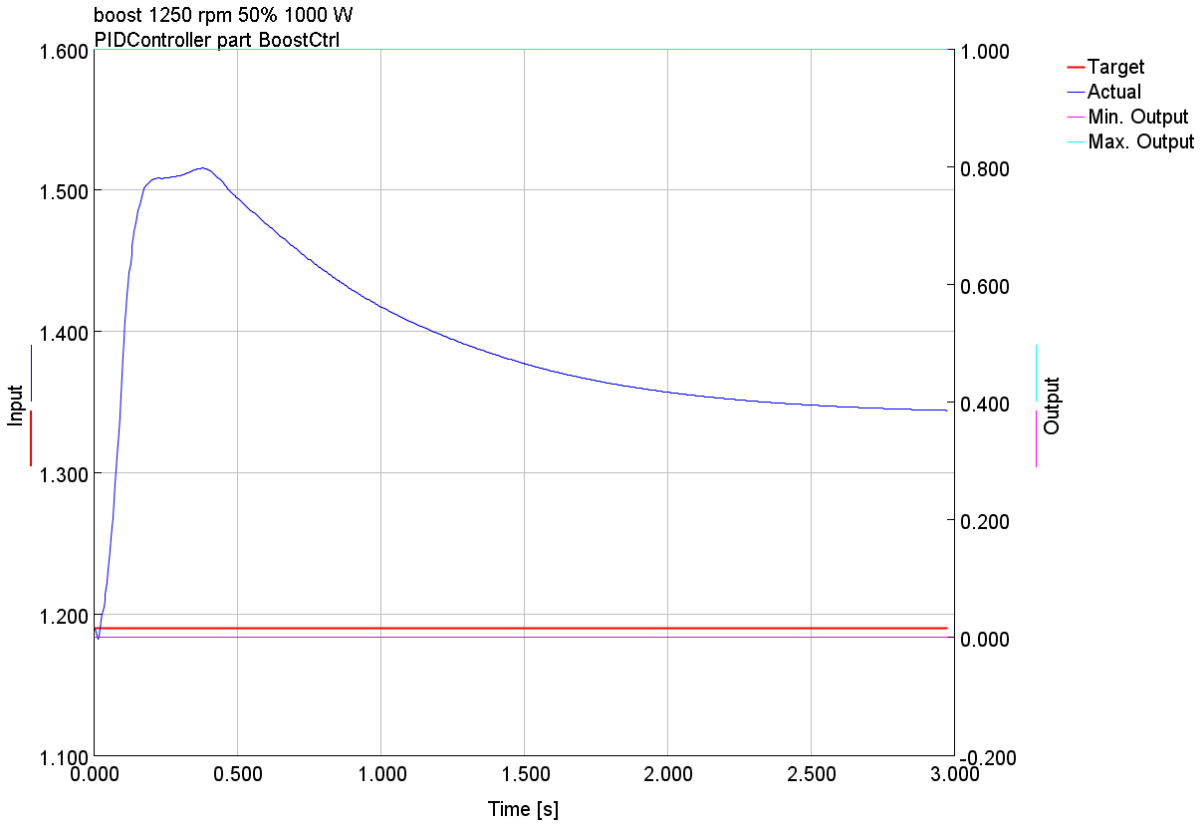

Figura 4.31: Caso 2 1000 W

4.5. Analisi dei risultati ottenuti

In questo paragrafo sono confrontati i risultati ottenuti evidenziando i vantaggi ottenuti dall'applicazione del e-boost, in Figura 4.32 è presente un quadro riassuntivo con i valori di potenza immagazzinata o messa a disposizione dal motore elettrico a seconda delle modalità operative.

Nella Figura 4.33, Figura 4.34, Figura 4.35, Figura 4.36 sono rappresentati alcuni casi a bassa velocità di rotazione, risulta evidente che si ha una riduzione del turbo-lag che è il problema legato al "ritardo" della risposta del turbo quando si accelera dai regimi inferiori. Quando il motore è ai medi e bassi carichi, la turbina gira ad una velocità inferiore rispetto a quella per cui rende al massimo; accade che i gas di scarico non sono abbastanza (ovvero la portata massica è ridotta) e non sono abbastanza energizzati affinché la turbina possa estrarne la potenza adeguata a muovere efficacemente il compressore. Ciò si traduce in una scarsa sovrappressione fornita e quindi in una scarsa

	Potenza meccanica [W]
Caso1	0
Caso2	250
Caso3	506
Caso4	0
Caso5	975
Caso6	3273
Caso7	962
Caso8	2700
Caso9	4450
Caso10	1960
Caso11	-1613
Caso12	-2500
Caso13	-312
Caso14	-2000
Caso15	-5000

Figura 4.32: Quadro riassuntivo dei valori di potenza usati nei diversi casi

performance del motore stesso, che sale di giri lentamente facendo sì che la risposta del motore sia meno pronta. Ad alti giri, invece, il fenomeno del turbo-lag è meno influenzato dalla potenza fornita dal motore elettrico perchè la pressione di sovralimentazione è raggiunta in un tempo confrontabile rispetto al modello base. In Figura 4.37, viene mostrato come nella modalità motore non ci sono forti variazioni del turbo-lag ad alta velocità di rotazione.

In Figura 4.38 sono presenti le posizioni assunte dal rack della turbina a geometria variabile sia nel modello base che in quello in cui è stato implementato l'e-boost: come ci si aspettava, nella modalità di funzionamento da motore la turbina tende a chiudersi limitando la sezione utile per il passaggio di fluido, mentre nella modalità di funzionamento da generatore tende ad aprirsi aumentando la sezione utile per il passaggio del fluido permettendo, così, alla turbina di generare una maggiore potenza.

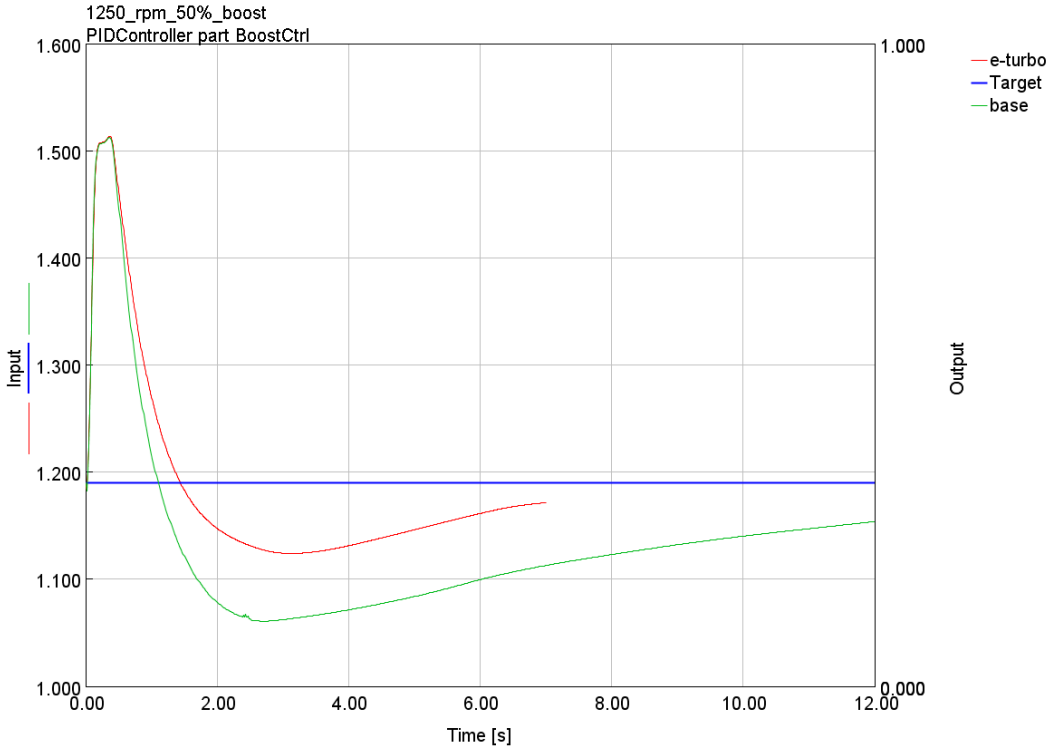

Figura 4.33: Caso 2 confronto delle boost elettrico-base ed analisi del turbo-lag

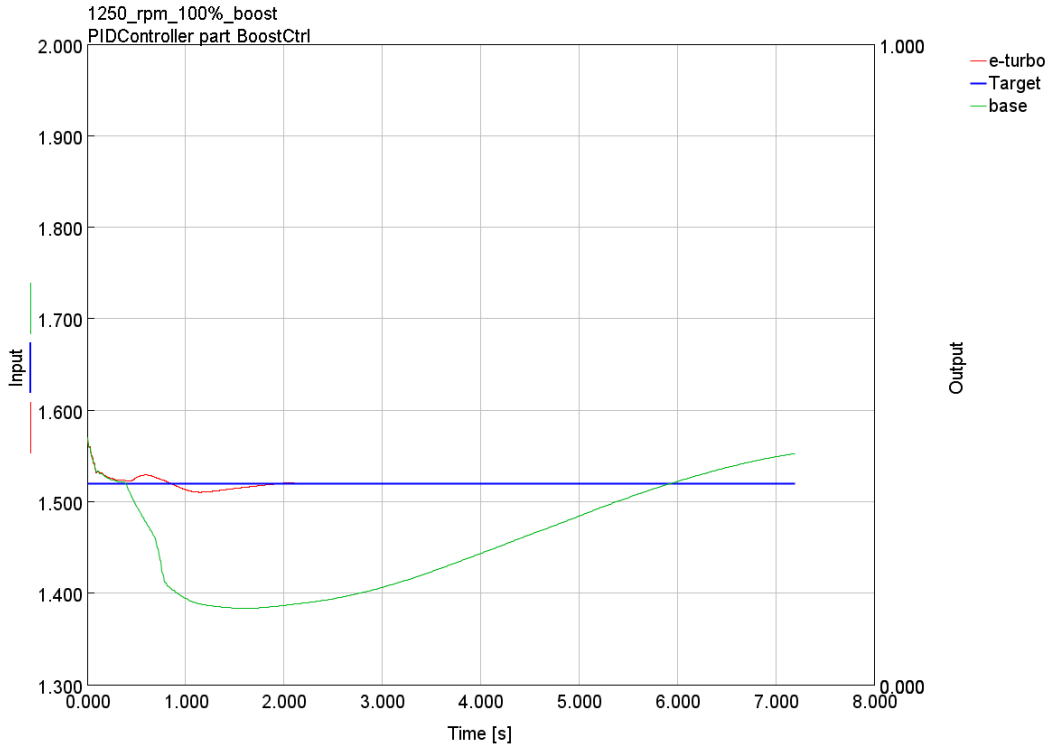

Figura 4.34: Caso 3 confronto delle boost elettrico-base ed analisi del turbo-lag

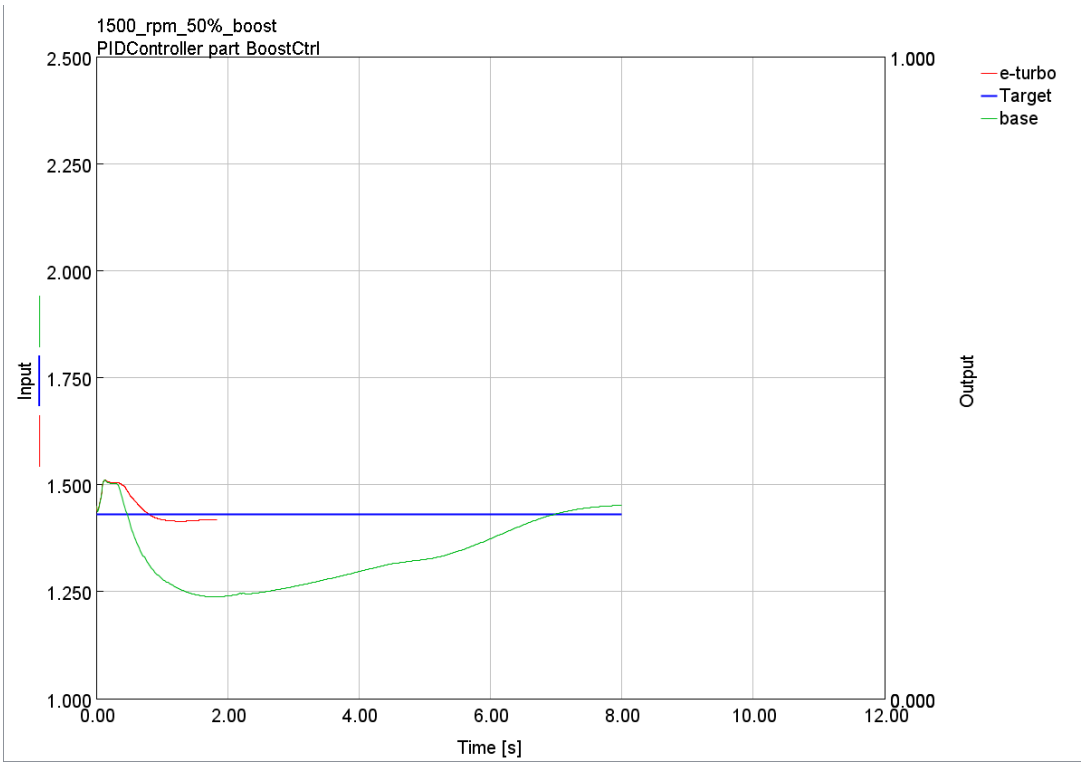

Figura 4.35: Caso 5 confronto delle boost elettrico-base ed analisi del turbo-lag

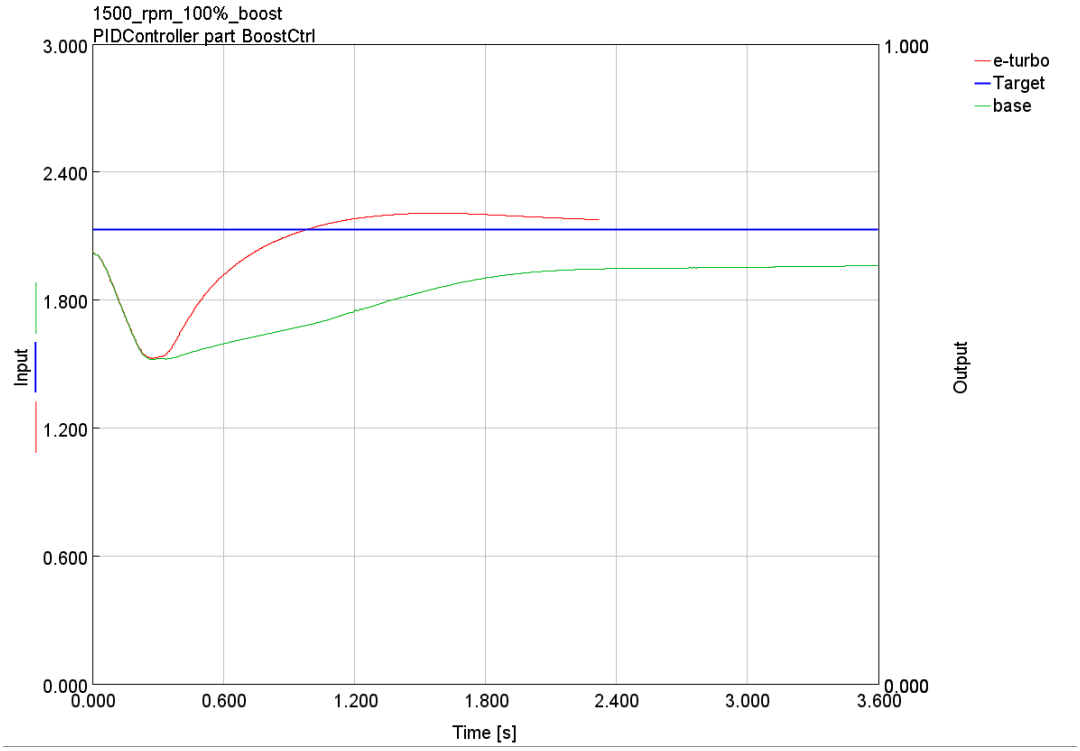

Figura 4.36: Caso 6 confronto delle boost elettrico-base ed analisi del turbo-lag

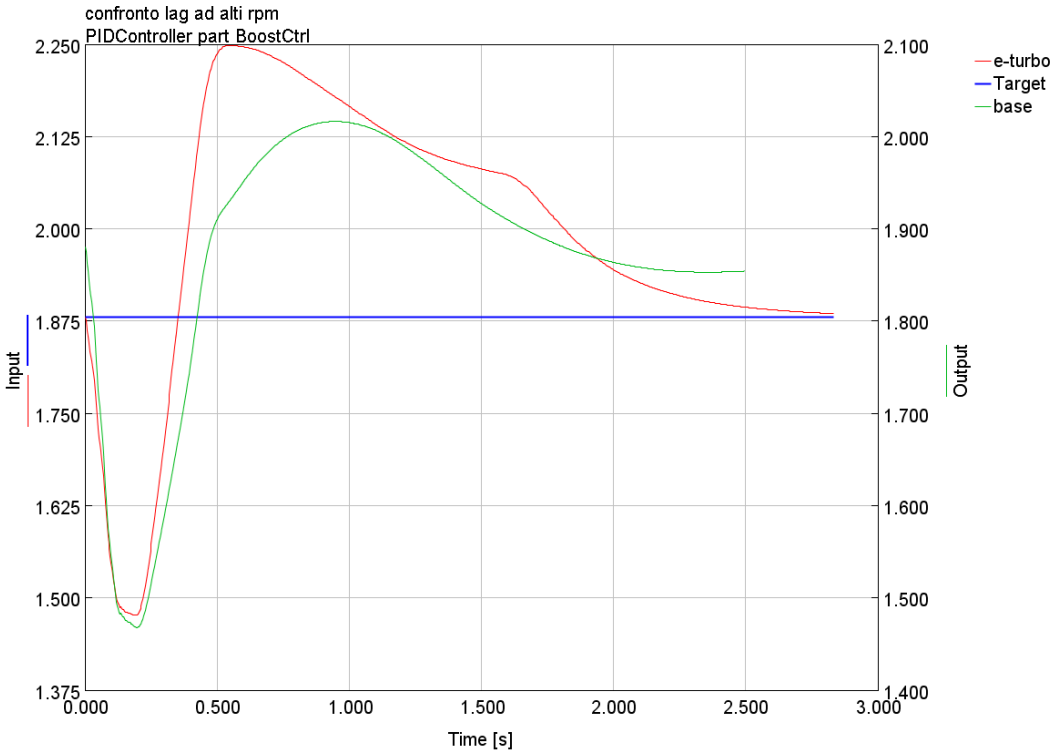

Figura 4.37: Caso 11 confronto delle boost elettrico-base ed analisi del turbo-lag

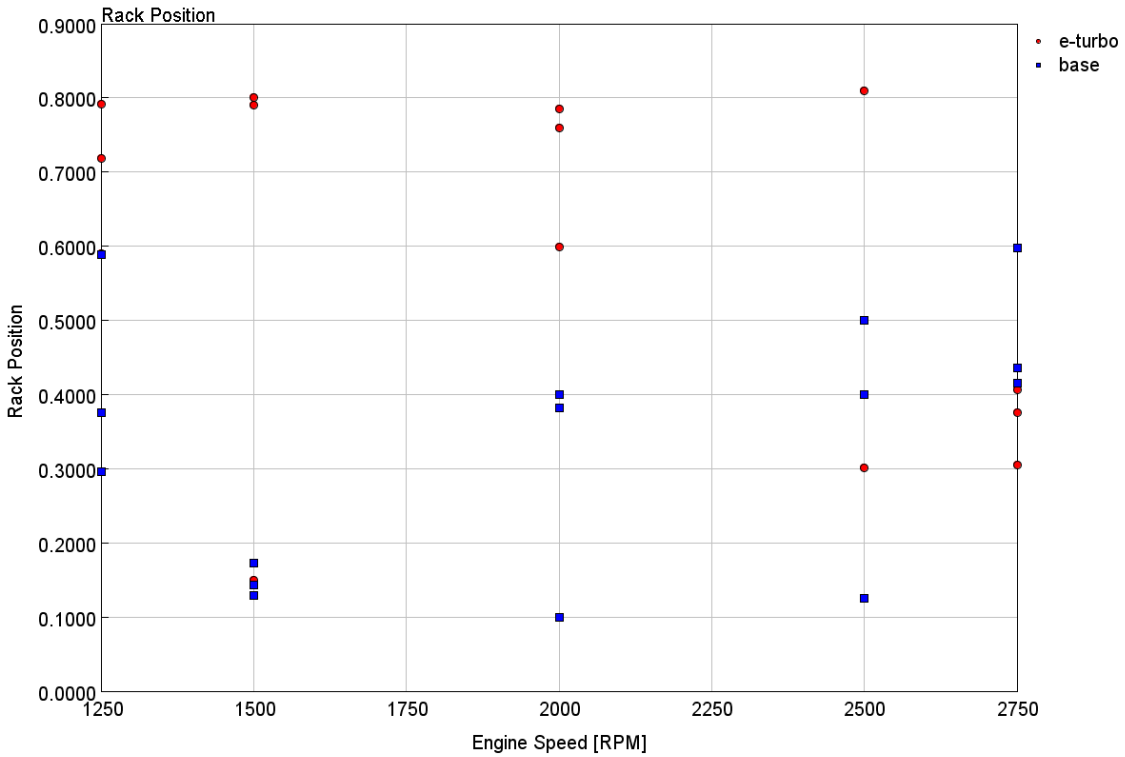

Figura 4.38: Rack position modello base-elettrico

4.6. Analisi del rendimento del motore

I risultati delle simulazioni svolte nei paragrafi precedenti hanno lo scopo di calcolare gli effettivi vantaggi del sistema; si passa ora per ogni punto di lavoro alla valutazione degli stessi in in termini di redimento del modello. Vengono calcolati BSFC e rendimento del sistema in modalità rigenerativa mediante le relazioni:

$$\eta = \frac{P_u + P_m}{\dot{m}_f H_i} \tag{4.37}$$

$$BSFC = \frac{\dot{m}_f}{P_u + P_m} \tag{4.38}$$

e nella modalità di funzionamento da motore:

$$\eta = \frac{P_u - P_m}{\dot{m}_f H_i} \tag{4.39}$$

$$BSFC = \frac{\dot{m}_f}{P_u - P_m} \tag{4.40}$$

dove P_u è la potenza che viene sviluppata dal motore a combustione interna, P_m è il valore assoluto della potenza fornita o immagazzinata del motore elettrico, m_f è la portata di combustibile e H_i è il potere calorifico inferiore del combustibile che nel nostro caso è di 42.5 MJ/kg.

Ci si aspetta un incremento del rendimento del sistema nella modalità rigenerativa quando il motore è ad alta velocità di rotazione, mentre a bassi rpm l'efficienza aumenta la potenza fornita dal motore elettrico nella fase di accelerazione.

L'efficienza e il BSFC (Brake Specific Fuel Consumption misurato in $\left[\frac{g}{kWh}\right]$ e rappresenta la quantità di combustibile necessaria a produrre 1 kW in un'ora) sono calcolati direttamente mediante funzioni matematiche implementate nel software ed i risulati sono presenti nel post.

In Figura 4.39 è riportato per ogni caso il valore di potenza elettrica ottimale che permette di ottenere il massimo rendimento della turbina nel caso rigenerativo o

	Potenza Meccanica [W]	Rendimento base [%]	Rendimento elettrico [%]	BSFC base [g/kWh]	BSFC elettrico [g/kWh]
Caso1	0	0,31	0,31	271	271
Caso2	250	0,35	0,38	239	223
Caso3	506	0,37	0,39	227	219
Caso4	0	0,34	0,34	250	250
Caso5	975	0,37	0,39	228	216
Caso6	3273	0,36	0,37	234	227
Caso7	962	0,36	0,38	236	220
Caso8	2700	0,34	0,37	252	226
Caso9	4450	0,36	0,39	236	217
Caso10	1960	0,36	0,39	238	215
Caso11	-1613	0,35	0,35	244	244
Caso12	-2500	0,38	0,39	222	220
Caso13	-312	0,36	0,37	237	230
Caso14	-2000	0,34	0,34	248	247
Caso15	-5000	0,36	0,36	237	232

Figura 4.39: Tabella riassuntiva variazioni di rendimento e BSFC

minimizza il BSFC nel caso da motore. Nei primi 10 casi la macchina elettrica è usata da motore per aumentare l'efficienza, mentre negli altri 5 casi è usato da generatore. Si può notare che anche a 2500 rpm al 25% del carico la macchina elettrica funziona da motore, ciò è dovuto al fatto che ci si trova a bassi carichi ed la turbina a causa delle basse temperature dei gas di scarico non riesci a dare immediatamente potenza al compressore.

Nel caso 2 si ottiene l'incremento maggiore del rendimento pari a 3.2 % nella condizione con il 50 % del carico a 1500 rpm, pertanto a bassi carichi e basse velocità di rotazioni si hanno i maggiori vantaggi in termini di rendimento.

4.7. Modello Dinamico

Con il passare degli anni il problema legato alle emissioni è diventato sempre più un tema centrale per quanto riguarda l'inquinamento glogale. Nell'Unione Europea col passare degli anni sono state introdotti numerosi standard di emissioni sempre più stringenti per la regolamentazione delle auto. In questo paragrafo il modello fino ad ora utilizzato è stato modficato in modo da poter simulare la dinamica del sistema applicando il ciclo di omologazione NEDC.
Le normative standard di emissione per i veicoli commerciali light-duty sono:

- Euro 1 standards;
- Euro 2 standards;
- Euro 3/4 standards (2000/2005);
- Euro 5/6 standards (2009/2014);

Le norme Europee sulle emissioni per i veicoli commerciali leggeri sono applicabili a tutte le categorie di veicoli M1, M2, N1 e N2 (Figura 4.40) con una massa di riferimento non superiore a 2610 kg (Euro 5/6). Le normative UE introducono diversi limiti di emissione per veicoli ad accensione spontanea (diesel) e ad accensione comandata (benzina, NG, GPL, etanolo, ...). I diesel hanno standard di CO più rigidi, ma sono consentiti valori di NOx più elevati. Gli Stati membri dell'UE hanno introdotto multe per velocizzare l'adozione da parte delle case automobistiche degli standard emissivi.
Le emissioni sono valuatate attraverso dei cicli standard, nel modello è stato implementato il ciclo NEDC che rapprsenta l'evoluzione del ciclo ECE+EUDC.
Il ciclo di prova ECE+EUDC noto anche come ciclo MVEG-A, è stato utilizzato per le prove di omologazione UE delle emissioni e del consumo di carburante dei veicoli commerciali leggeri. Il test viene eseguito su un banco dinamometrico. L'intero ciclo comprende quattro segmenti ECE (Figura 4.41) ripetuti senza interruzione, seguiti da un segmento EUDC (Figura 4.42). Prima della prova, il veicolo è lasciato per almeno 6

Category	Description
M	Motor vehicles with at least four wheels designed and constructed for the carriage of passengers
M_1	Vehicles designed and constructed for the carriage of passengers and comprising no more than eight seats in addition to the driver's seat
M_2	Vehicles designed and constructed for the carriage of passengers, comprising more than eight seats in addition to the driver's seat, and having a maximum mass ("technically permissible maximum laden mass") not exceeding 5 tonnes
M_3	Vehicles designed and constructed for the carriage of passengers, comprising more than eight seats in addition to the driver's seat, and having a maximum mass exceeding 5 tonnes
N	Motor vehicles with at least four wheels designed and constructed for the carriage of goods
N_1	Vehicles designed and constructed for the carriage of goods and having a maximum mass not exceeding 3.5 tonnes
N_2	Vehicles designed and constructed for the carriage of goods and having a maximum mass exceeding 3.5 tonnes but not exceeding 12 tonnes
N_3	Vehicles designed and constructed for the carriage of goods and having a maximum mass exceeding 12 tonnes
O	Trailers (including semi-trailers)
O_1	Trailers with a maximum mass not exceeding 0.75 tonnes
O_2	Trailers with a maximum mass exceeding 0.75 tonnes but not exceeding 3.5 tonnes
O_3	Trailers with a maximum mass exceeding 3.5 tonnes but not exceeding 10 tonnes
O_4	Trailers with a maximum mass exceeding 10 tonnes
G*	Off-Road Vehicles
* Combined designation—Symbol G is combined with either symbol M or N. For example, a vehicle of category N_1 which is suited for off-road use is designated as N_1G.	

Figura 4.40: Tabella riassuntiva delle categotie di veicoli

ore ad una temperatura $[20; 30]°C$. Il test è avviato e lasciato inattivo per 40 secondi. A partire dal 2000, il periodo di inattività è stato eliminato, ovvero il motore parte da 0 secondi e il campionamento delle emissioni inizia contemporaneamente. Questa procedura modificata per l'avviamento a freddo è indicata come Nuovo ciclo di guida europeo (NEDC) o come ciclo di prova MVEG-B.

Il test completo inizia con quattro ripetizioni del ciclo ECE (Figura 4.41). L'ECE è un ciclo di guida urbano, noto anche come UDC; è stato concepito per rappresentare le condizioni di guida della città, ad es. a Parigi o Roma ed é caratterizzato da bassa velocità del veicolo, basso carico del motore e bassa temperatura del gas di scarico. Il segmento EUDC (Extra Urban Driving Cycle) è stato aggiunto dopo il quarto ciclo ECE per rendere più aggressive le modalità di guida ad alta velocità. La velocità massima del ciclo EUDC è di 120 km/h. È stato inoltre definito un ciclo alternativo EUDC per veicoli a bassa potenza con una velocità massima limitata a 90 km/h, (Figura 4.43). La seguente tabella (Figura 4.44) include un riepilogo dei parametri selezionati per i cicli ECE 15, EUDC e NEDC.

Il ciclo di guida urbano ECE 15, (Figura 4.41) - rappresenta il test di tipo I, come

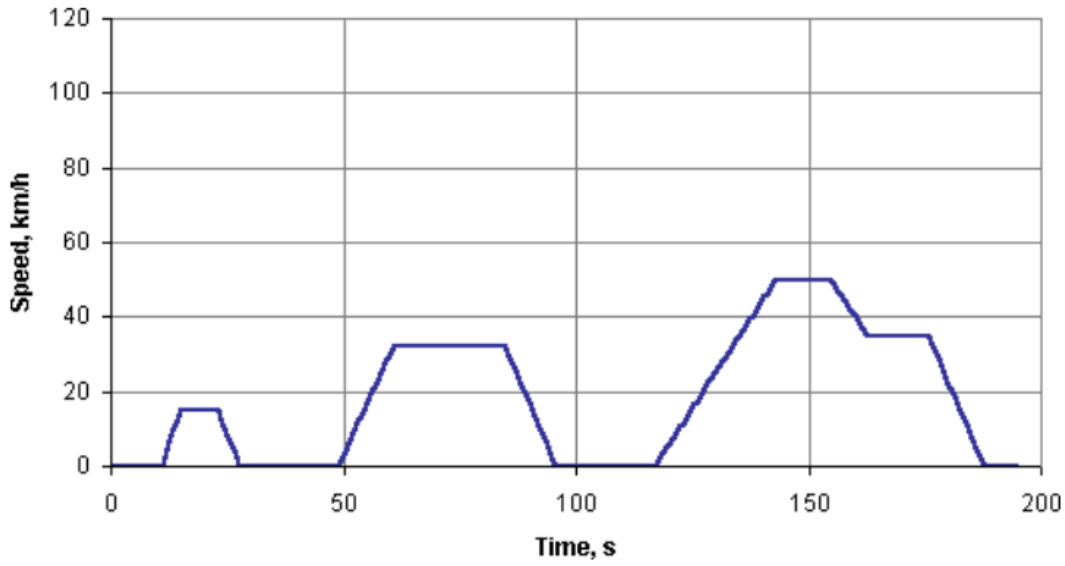

Figura 4.41: Ciclo ECE

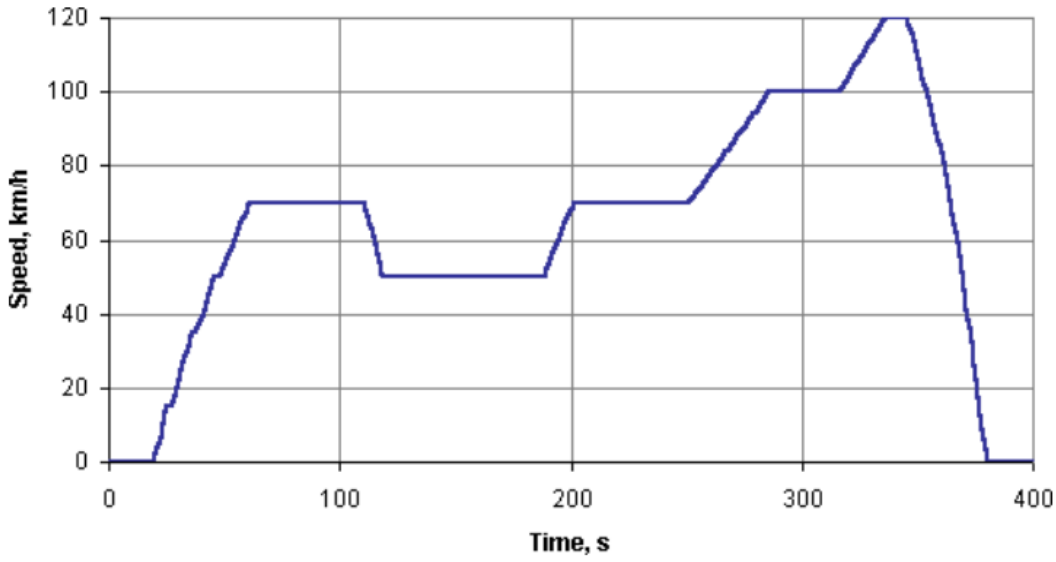

Figura 4.42: Ciclo EUDC

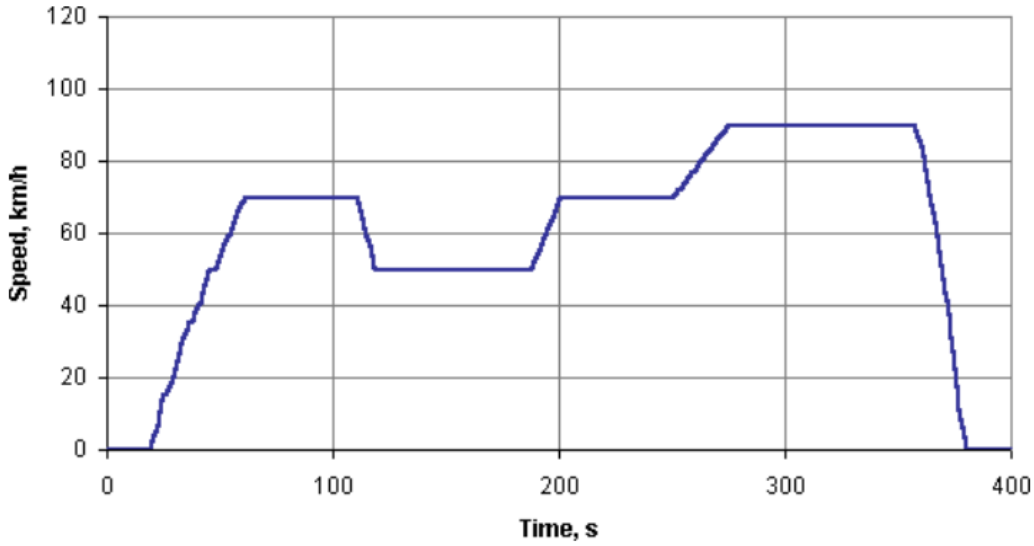

Figura 4.43: Ciclo EUDC per veicoli a bassa potenza

Characteristics	Unit	ECE 15	EUDC	NEDC†
Distance	km	0.9941	6.9549	10.9314
Total time	s	195	400	1180
Idle (standing) time	s	57	39	267
Average speed (incl. stops)	km/h	18.35	62.59	33.35
Average driving speed (excl. stops)	km/h	25.93	69.36	43.10
Maximum speed	km/h	50	120	120
Average acceleration[1]	m/s^2	0.599	0.354	0.506
Maximum acceleration[1]	m/s^2	1.042	0.833	1.042

† Four repetitions of ECE 15 followed by one EUDC
[1] Calculated using central difference method

Figura 4.44: Parametri usati nel ciclo

definito dalla procedura originale sulle emissioni ECE 15. Il test di tipo II è un test CO del gas di scarico inattivo, riscaldato, eseguito immediatamente dopo il quarto ciclo del test di tipo I. Il test di tipo III è una procedura su banco dinamometrico a due modalità (inattivo e 50 km/h) per la determinazione dell'emissione.

4.7.1 NEDC

Per permettere al modello di svolgere il ciclo standard sono state fatte alcune modifiche, infatti sono stati introdotti dei controlli.
Nel modello non elettrificato ed elettrificato è stato modificato il controllo sull'iniezione, mediante la mappa di BMEP, ottenuta dai dati sperimentali del ciclo NEDC per questo tipo di veicolo, presente in (Figura 4.46). La strategia di controllo è presente in (Figura 4.45): in input ci sono la velocità di rotazione del motore, la potenza instantanea e il flusso d'aria; il target è la mappa di BMEP; l'output è la quantità di combustibile da iniettare, che viene imposto agli iniettori.

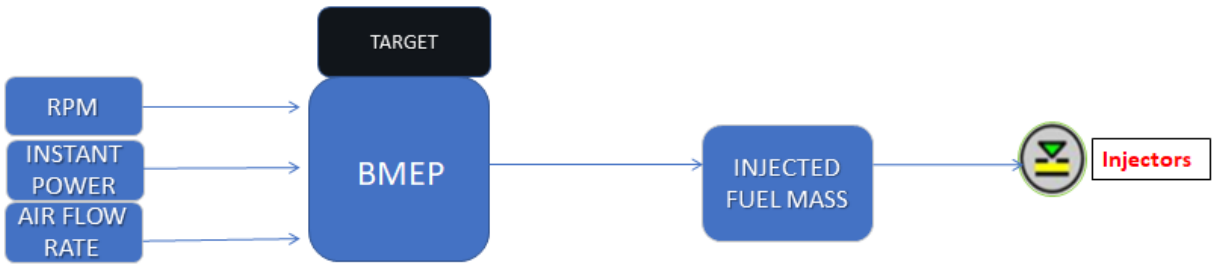

Figura 4.45: Strategia di controllo sull'iniezione

Ciò permette al controllo di calcolare la quantità di combustibile da iniettare, a seconda delle condizioni di lavoro, che in questo caso in cui il modello è dinamico, sono diverse da secondo a secondo.
Nel modello elettrificato per permettere alla macchina elettrica di operare in entrambe le modalità di funzionamento è stato introdotto un controllo PID (Figura 4.48), la cui strategia è presente in (Figura 4.47) in cui: l'input è la coppia istantanea; il target è la coppia sul turboshaft generata dal modello base; l'output è il valore di coppia richiesta

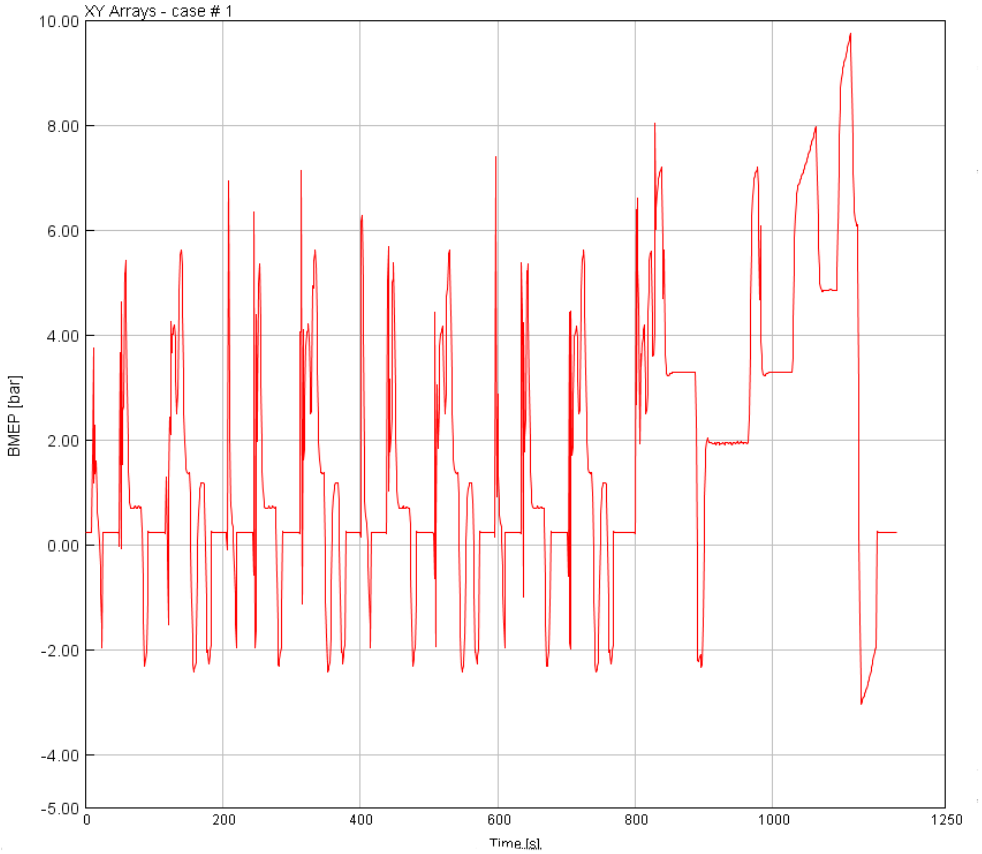

Figura 4.46: Mappa di BMEP per il controllo iniezione

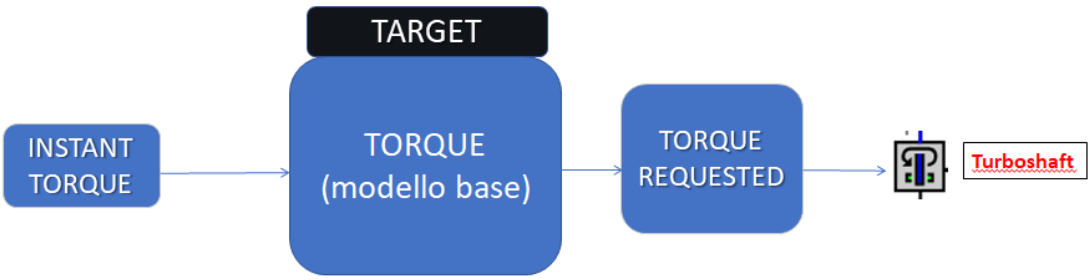

Figura 4.47: Strategia di controllo PID sul motore elettrico

da trasferire al turboshaft. La macchina elettrica può funzionare in 2 modalità operative

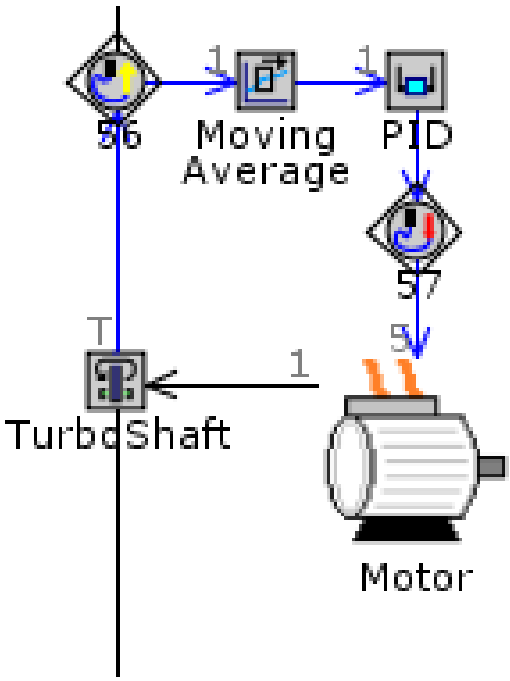

Figura 4.48: PID per il controllo sul motore elettrico

a seconda delle diverse condizioni, in (Figura 4.49) vengono mostrate entrambe le modalità di funzionamento assunte dalla macchina.

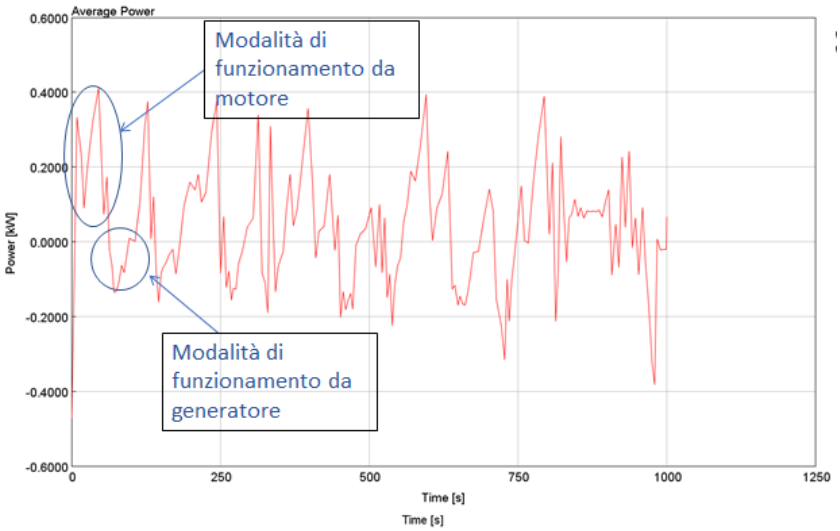

Figura 4.49: Modalità di funzionamento della macchina elettrica

4.7.2 Confronti

Nei confronti innanzitutto sono stati valutati gli andamenti della BMEP con il ciclo standard per entrambi i modelli (base ed elettrificato). Si può notare dalla Figura 4.50 che l'andamento nel ciclo standard della BMEP è seguito da quello del modello base.

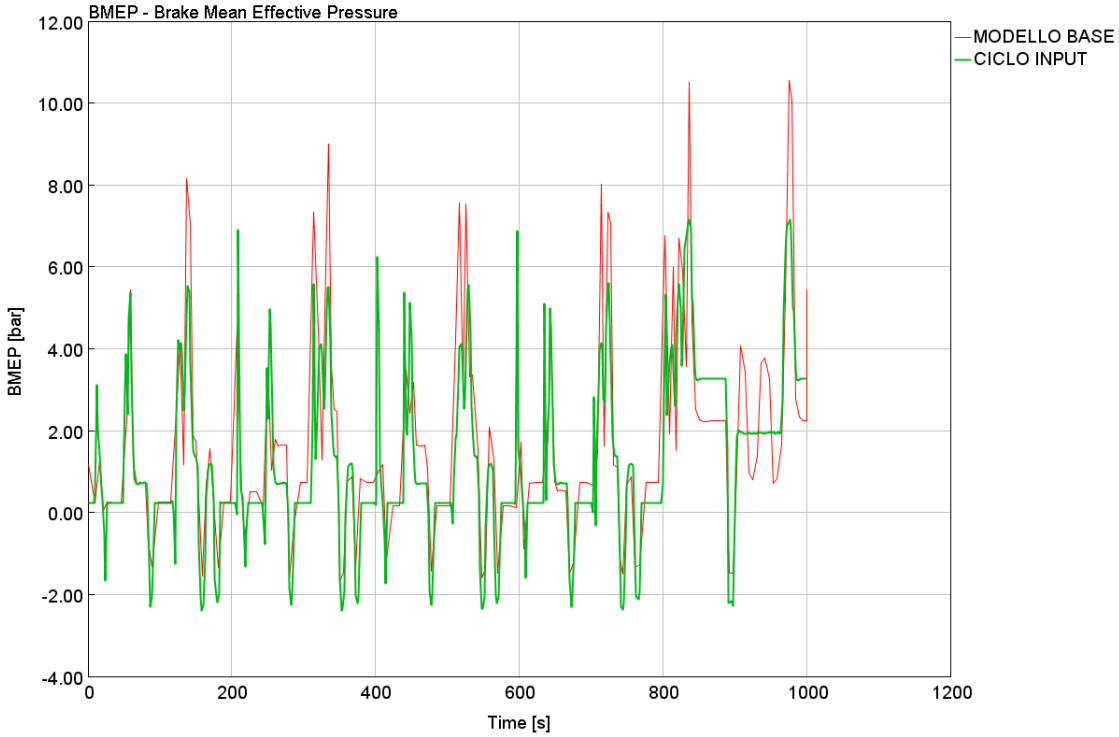

Figura 4.50: Confronto tra BMEP ciclo standard e modello base

In Figura 4.51 sono confrontati gli andamenti tra ciclo standard e modello elettrificato, anche in questo caso come visto in precedenza gli andamenti sono seguiti, pertanto si può affermare che il modello simula in maniera corretta il ciclo di omologazione standard NEDC, in quanto il ciclo di input è seguito da entrambi i modelli (modello base e modello elettrificato) come mostarto in Figura 4.52.

Anche la quantità di combustibile iniettata è stata confrontata tra i 2 modelli; è stato inoltre imposto un limite di 90 $mg/ciclo$ sull'iniezione principale, per mantenere la quantità iniettata entro limiti reali.

In Figura 4.53 è rappresentato l'andamento del fuel rate: si nota che il modello elettrificato presenta un anadamento del fuel rate più basso del modello base, quindi mediamente

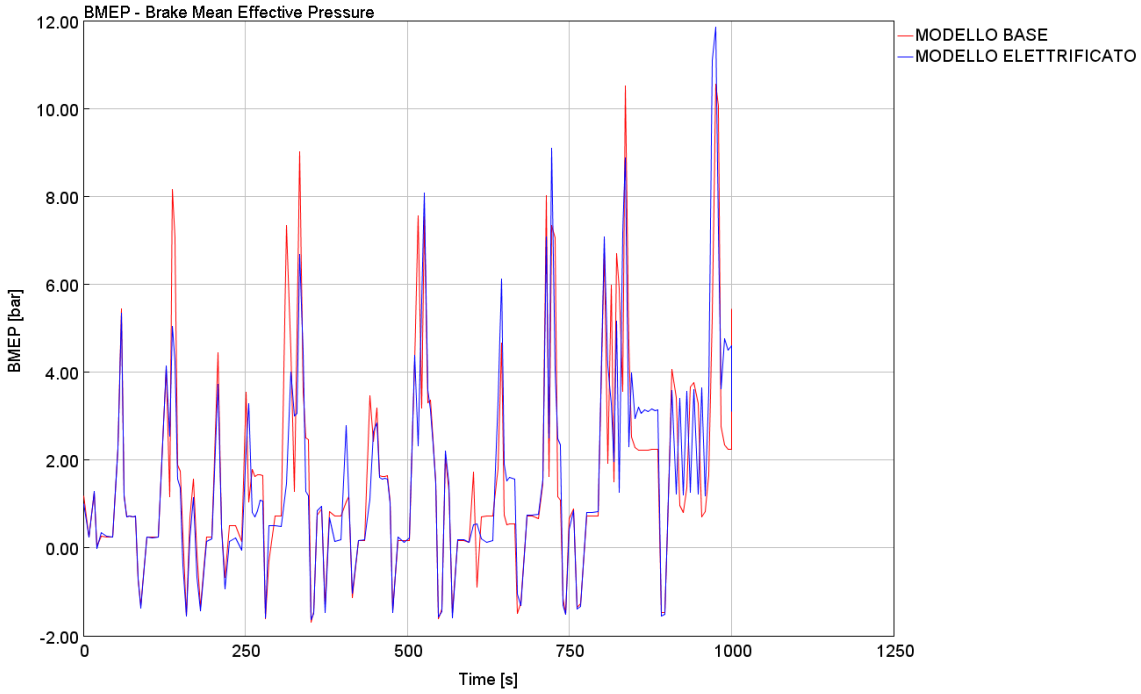

Figura 4.51: Confronto tra BMEP ciclo standard e modello elettrificato

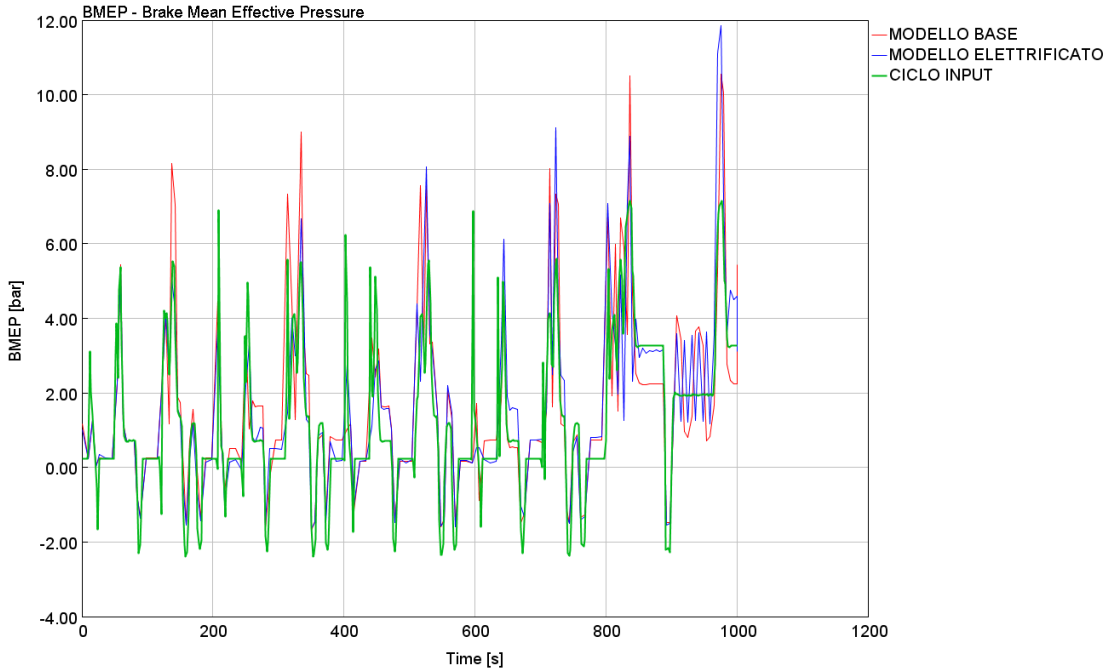

Figura 4.52: Confronto tra BMEP del ciclo starndard, modello base ed elettrificato

viene consumato meno combustibile con il sistema e-boost.

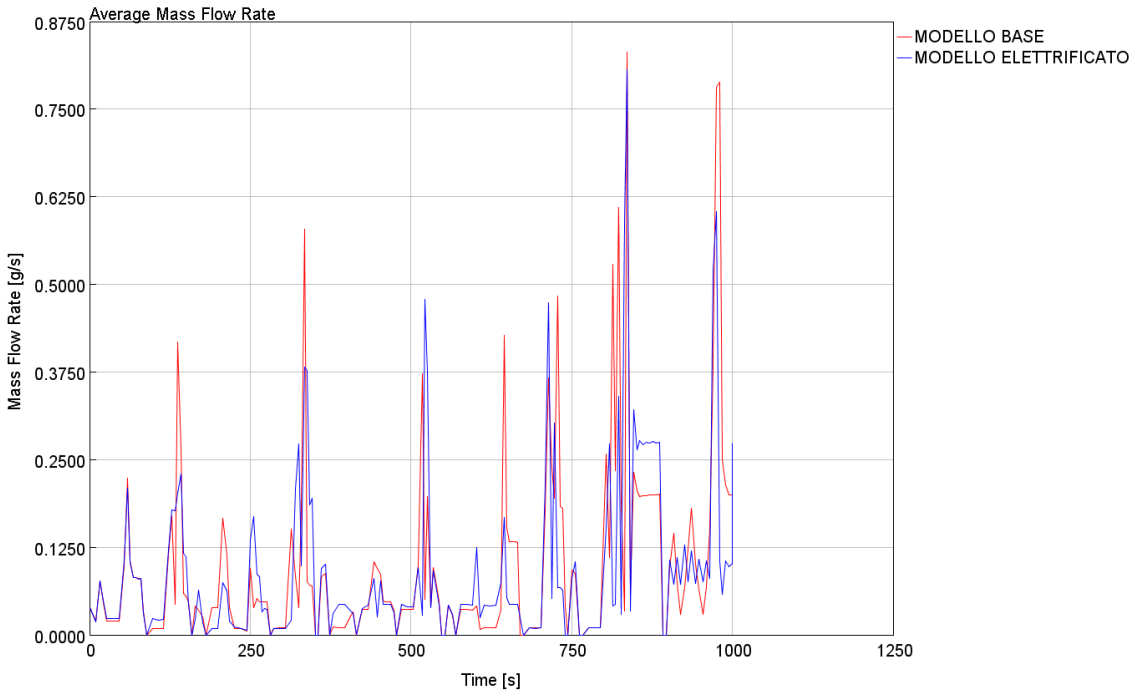

Figura 4.53: Confronto tra fuel rate del modello base ed elettrificato con ciclo standard

In Figura 4.54 sono stati confrontati gli andamenti dell'emissioni di CO_2, anche in questo caso l'andamento della CO_2 nel modello provvisto del sistema e-boost è mediamediamente inferiore a quello del modello base.

Infine sono stati calcolati i valori di CO_2 e quantità di combustibile prodotte da entrambi i modelli lungo tutto il ciclo NEDC (Figura 4.55) e si assiste ad una riduzione contemporanea sia di emissioni di CO_2 del 2,7 % che di quantità di combustibile necessaria a completare il ciclo del 5,6 %.

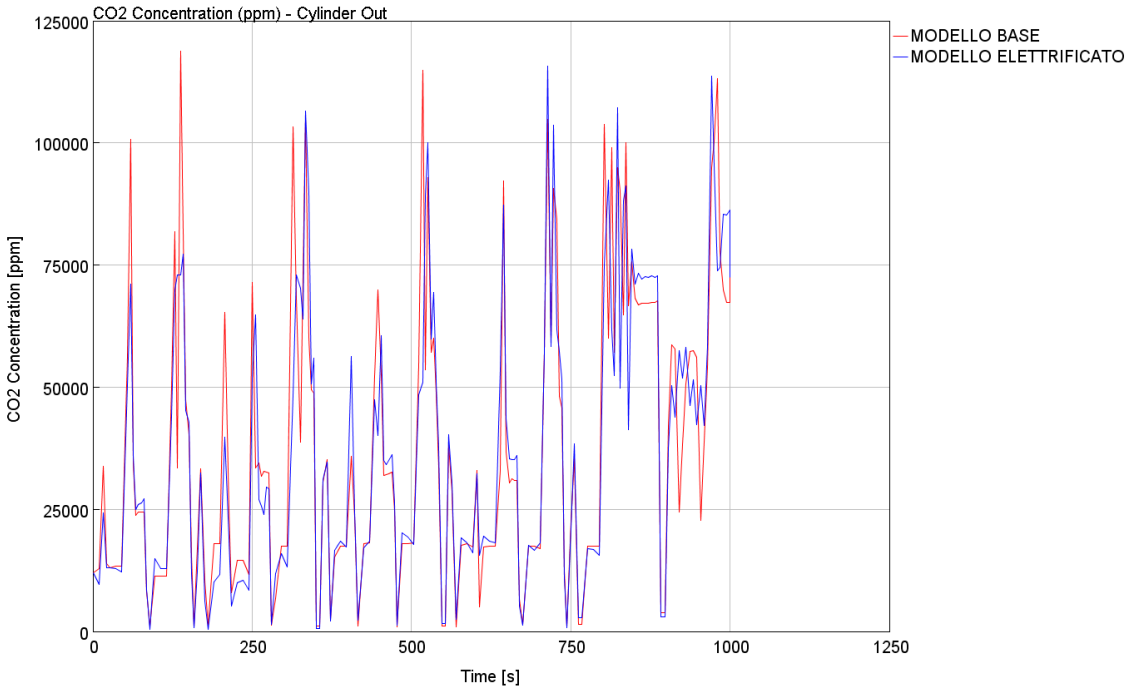

Figura 4.54: Confronto delle emissioni di CO_2 di entrambi i modelli

	MODELLO BASE	MODELLO E-BOOST	Δ %
FUEL [g]	92,7	87,5	5,6
CO_2 [ppm*s]	$3{,}6 \times 10^7$	$3{,}5 \times 10^7$	2,7

Figura 4.55: Tabella dei confronti tra quantità di combustibile e CO_2 prodotta nel ciclo con entrambi i modelli

CAPITOLO 5

CONCLUSIONI

Lo scopo del lavoro di tesi è stato quello di studiare le prestazioni di un sistema e-boost applicato a un motore diesel light duty. Tale sistema per recuperare energia dai gas di scarico è stato studiato attraverso simulazioni allo stato stazionario a cinque diverse velocità del motore (range da 1250 a 2750 rpm) al 25%, 50% e 100% del carico. La macchina elettrica implementata nel modello è in grado di erogare o assorbire una potenza massima di 5 kW. E' stato analizzato il consumo di carburante del motore a combustione interna in quanto è influenzato dall'uso della macchina elettrica, in particolare si ha un aumento del consumo di carburante quando si assorbe potenza elettrica (perché il "rack" della VGT tende a chiudersi, aumentando la contropressione), mentre si ha un comportamento opposto quando si fornisce energia. I valori di potenza calcolati in entrambe le modalità operative sono quelli che ottimizzano l'efficienza della turbina nella modalità rigenerativa e minimizzano il BSFC nella modalità da motore. Ad alti rpm del motore si ottiene una migliore efficienza recuperando energia, mentre a bassi rpm è meglio usare la macchina elettrica come motore. Il miglioramento in termini di efficienza non è molto alto (dell'ordine dell'1%), con un picco del 3.2% erogando circa 250 W a 1500 rpm con il 50% di carico, pertanto il sistema con e-boost è molto perfomante ai bassi carichi e basse velocità di rotazione.

Anche il fenomeno del turbo-lag è stato valutato in quanto è influenzato dalla macchina elettrica e si ha una sua riduzione dell'ordine del secondo. La macchina elettrica ha maggiore influenza per i bassi carichi e velocità di rotazione, in quanto i gas che passano attraverso la turbina non sono sufficientemente energizzati pertanto la turbina non è in grado di generare suffuciente energia per muovere il compressore determinando il

"ritardo" alla risposta; con il sistema e-boost l'energia necessaria al compressore per raggiungere il valore di pressione di sovralimentazione viene fornita dalla macchina elettrica riducendo dunque il turbo-lag.

Infine è stato implementato il ciclo standard NEDC che ha permesso di capire come l'e-boost può aiutare a limitare la produzione di CO_2 e a ridurre la quantità di combustibile necessaria a compiere il ciclo.

Eventuali sviluppi futuri del lavoro possono essere legati alla parte transitoria del modello andando a confrontare le emissioni con quelle imposte dalla normativa ed implementando il ciclo di omologazione WLTP (Worldwide harmonized light vehicles test procedure).

Bibliografia

[1] Sendyka and and Soczwka 2004, *Recovery of Exhaust Gases Energy By Means of Turbocompound', COMODIA 2004. Proceedings of 6th International Symposium Diagnostics and Modeling of Combustion in Internal Combustion Engines. Yokohama,Japan, pp99-103. Retrieved 21 Jan 14.*,

[2] Hopmann and Algrain 2003, *Diesel Engine Electric Turbo Compound Technology'. Caterpillar Inc, SAE International, SAE Paper No: 2003-01-2294. Advanced Diesel Engines and Liquid Alternative Fuels Number: SP-1791; Published: 2003-06-23*,

[3] Hopmann U 2004, *Diesel engine waste heat recovery utilizing electric turbocompound technology", Caterpillar Inc. Directions in Engine-Efficiency and Emissions Research (DEER) conference, San Diego, California, USA*,

[4] Hountalas D.T., Katsanos C.O., Kouremenos D.A., Rogdakis E.D., 2007, *"Study of available exhaust gas heat recovery technologies for HD diesel engine applications", Int Journal of Alternative Propulsion 1, 228–49,*,

[5] Hountalas, D. T., and Mavropoulos, G. C. 2011, *'Potential for Improving HD Diesel Truck Engine Fuel Consumption Using Exhaust Heat Recovery Techniques',New Trends in Technologies: Devices, Computer,Communication and Industrial Systems, Meng Joo Er (Ed)*,

[6] Hountalas D.T., Katsanos C.O., Kouremenos D.A., Rogdakis E.D. 2007, *"Study of available exhaust gas heat recovery technologies for HD diesel engine applications", Int Journal of Alternative Propulsion 1, 228–49*,

[7] Leising CJ, Purohit GP, DeGrey SP, Finegold JG. Waste heat recovery 1978, *SAE paper no. 780686;*

[8] Tennant, D. W. H., Walsham, B. E., 1989, *The turbocompound Diesel engine (SAEPaper890647),*

[9] Mitsunori Ishii 2009, *System optimization of turbo-compound engine (first report: compressor and turbine pressure ratio), SAE Int.(2009)*

[10] Mitsunori Ishii 2012, *System optimization of turbo-compound engine (second report: effects of compression ratio), SAE Int. (2012),*

[11] Kapich D. 2002, *Turbo-hydraulic engine exhaust power recovery system. In: SAE Powertrain e Fluid Systems Conference e Exhibition, San Diego, USA 2002.*

[12] King J, Heaney M, Bower E, Jackson N, Owen N, Saward J, et al. 2012, *HyBoost e an intelligently electrified optimised downsized gasoline engine concept. In: Proceedings of the 10th conference on turbocharging and engine downsizing, London.*

[13] KM. Michon, S.D. Calverley, R.E. Clark, D. Howe, J.D.A. Chambers, P.A. Sykes, P.G. Dickinson, M. McClelland, G. Johnstone, R. Quinn, G. Morris 2007, *Modelling and Testing of a Turbo-generator System for Exhaust Gas Energy Recovery - 0-7803-9761-4/07, 2007 IEEE.*

[14] Baulch, D., Drysdale, D., LLoyd, A. (1969), *Critical evaluation of rate data for homogeneous, gas-phase reactions of interest in high-temperature systems.*

[15] Borman, G., Johnson, J. (1962), *Unsteady Vaporization Histories and Trajectories of Fuel Drops injected into the swirling air. SAE Paper 890464*

[16] DieselNet. (2018), *https://www.dieselnet.com/*

[17] Gamma Technologies. (2016), *Engine Performance Application Manual*

[18] Watson, N., Pilley, A., Marzouk, M. (1980), *Combustion correlation for Diesel Engine Simulation. SAE Paper 800029.*

[19] Yokomura, H., Kouketsu, S., Kotooka, S., Akao, Y. (2004), *Transient EGR Control for a Turbocharged Heavy Duty Diesel Engine. SAE .*

[20] Willems, F., Cloudt, R., van den Eijnden, E., van Genderen, M., Verbeek, R., de Jager, B., . . . van den Heuvel, I. (2007), *Is Closed-Loop SCR Control Required to Meet Future Emission Targets? SAE Technical Paper.*

[21] Nishida, K., Hiroyasu, H. (1989), *Simplified Three-Dimensional Modeling of Mixture Formation and Combustion in a D.I. Diesel Engine. SAE Paper 890269.*

[22] Jung, D., Assanis, D. N. (2001), *Multi-Zone DI Diesel Spray Combustion Model for Cycle Simulation Studies of Engine Performance and Emissions. SAE Technical Paper.*

[23] Warnatz, J., Maas, U, Dibble, R. (2006), *Combustion: physical and chemichal fundamentals, modeling and simulation, experiments, pollutant formation .Springer.*

[24] Gosman, A., Johns, R. (1980), *Computer Analysis of Fuel-Air mixing in Direct Injection Engines. SAE Paper 800091*

[25] Hiroyasu, H., Arai, M. (1980), *Fuel Spray Penetration and Spray Angle of Diesel Engines. Trans. of JSAE, 5-11.*

[26] A. Baldrati, (2012), *Valutazione di potenziali benefici di un sistema e-turbo per applicazioni stradali", Tesi di laurea in protocolli di gestione dei motori a combustione interna, Università di Bologna.*

[27] Dr. D. Hanselman (2006), *Brushless Permanent Magnet Motor Design.*

[28] Wikipedia. (2019), *https://www.wikipedia.org/.*

[29] Richard D. Burke, *A Numerical Study of the Benefits of Electrically Assisted Boosting Systems (2016)*

[30] Paolo Venturini,Franco Rispoli,A. Gentile, Fernando Ortenzi, *Hybrid turbocharging as a technology to reduce CO_2 from internal combustion engines investigated by 1d numerical model*

[31] A. Marzo, (2016), *Simulation of the performance of a diesel engine equipped with an e-turbo system.*

[32] L. Terzo, *Feasibility study of an electrified propulsion system using an electric turbo-compound.*

[33] S. Ianora,(2018) *1D Thermo-fluid dynamic Modeling of the Non-Road Transient Cycle of a heavy duty diesel engine for railway application.*

[34] G. Ferrari, *Motori a combustione interna.*

[35] N. Silvestri,(2015) *Studio di ETC applicato a Motore ad Accensione Spontanea.*