

POLITECNICO DI TORINO

Corso di Laurea in Ingegneria Meccanica

Tesi di laurea magistrale

**Valutazione delle efficienze in  
powertrain equipaggiate con  
turbocompressori elettrici**



**Relatore**

prof. Nicola Amati  
prof. Andrea Tonoli

**Candidato**

Manrico Baccaro  
matricola: 233323

---

ANNO ACCADEMICO 2018-2019

# Indice

<b>Elenco delle figure</b>	IV
<b>Elenco delle tabelle</b>	VII
<b>1 Storia e studi sul turbo elettrico</b>	1
1.1 Tecniche di recupero dell'energia persa dai gas di scarico . . . . .	2
1.2 Turbocompounding . . . . .	4
1.2.1 Tubocompound con turbina di potenza elettrificata . . . . .	5
1.2.2 Turbocompound con compressore elettrificato . . . . .	7
1.3 Macchina elettrica . . . . .	9
1.4 Tipologie di controlli . . . . .	14
1.5 Applicazioni . . . . .	24
1.6 Turbocompressore assistito elettricamente . . . . .	26
<b>2 Descrizione del modello</b>	29
2.1 Modello di base . . . . .	30
2.1.1 Modello . . . . .	33
2.1.2 Logica di controllo . . . . .	35
2.2 Modello modificato . . . . .	38
2.2.1 Modello . . . . .	38
2.2.2 Logica di controllo . . . . .	40
<b>3 Analisi</b>	42
3.1 Pieno carico . . . . .	42
3.2 Carico parziale . . . . .	52
3.3 Turbina modificata . . . . .	56
3.3.1 Pre-elaborazione della mappa della turbina . . . . .	56
3.3.2 Risultati . . . . .	59
3.4 Accessori elettrificati . . . . .	61
3.5 Ciclo omologativo . . . . .	65
3.5.1 NEDC . . . . .	65
3.5.2 WLTP . . . . .	70

4 Conclusioni	73
Bibliografia	75

# Elenco delle figure

1.1	Schema dell'ORCs. . . . .	2
1.2	Schema del generatore termoelettrico. . . . .	3
1.3	Turbocompressore meccanico . . . . .	4
1.4	Turbocompressore elettrico . . . . .	4
1.5	Turbocompressore elettrico. . . . .	5
1.6	Turbogeneratore in serie. . . . .	6
1.7	Turbogeneratore in parallelo. . . . .	6
1.8	Tipologie di turbocompound elettrici . . . . .	7
1.9	Sezione turbocompressore elettrico . . . . .	9
1.10	Condizioni di test del turbo ibrido e aspetto dello statore della EM .	11
1.11	Turbocompressore elettrico modificato montato sul banco prova . . .	13
1.12	Diagramma di corpo libero che mostra le forze sull'albero del turbo- compressore e sull'alloggiamento dei cuscinetti . . . . .	13
1.13	Vista in sezione trasversale del sistema . . . . .	14
1.14	Controllo delle simulazioni di transizione per un motore che usa un turbocompressore elettricamente assistito . . . . .	15
1.15	Schema del modello della powertrain del veicolo . . . . .	16
1.16	Strategia di gestione dell'energia . . . . .	17
1.17	Risposta allo step per la strategia di controllo sulla temperatura allo scarico . . . . .	19
1.18	Risposta per la strategia di controllo sulla velocità del turbocompressore	19
1.19	Risposta per la strategia di controllo sulla pressione di sovralimentazione	19
1.20	Boost Setpoint Map . . . . .	20
1.21	Risposta a gradino per la strategia di controllo sulla velocità del turbocompressore . . . . .	21
1.22	Sistema in retroazione per il controllo della pressione, temperatura e velocità . . . . .	22
1.23	Sistema di controllo del motore e generatore . . . . .	23
1.24	Powertrain F1 . . . . .	24
1.25	Schema del turbocompressore elettrico usato in F1 . . . . .	24
2.1	Schema funzionale del modello originale. . . . .	31

2.2	Logica di controllo del modello originale. . . . .	32
2.3	Sottomodello: aspirazione compressore. . . . .	33
2.4	Sottomodello: refrigeratore, valvola a farfalla e condotto di aspirazione. . . . .	33
2.5	Sottomodello: condotto di aspirazione, ICE, condotto di scarico, attriti. . . . .	34
2.6	Sottomodello: guidatore, veicolo e cambio. . . . .	35
2.7	Controllo sulla definizione del ciclo guida. . . . .	36
2.8	Set-point Map. . . . .	36
2.9	Controllo iniezione. . . . .	37
2.10	Controllo wastegate. . . . .	37
2.11	Controllo farfalla. . . . .	38
2.12	Macchina elettrica. . . . .	38
2.13	Parte rimossa nel modello. . . . .	39
2.14	Velocità motore termico. . . . .	39
2.15	Controllo modificato sulla $T_{EMG}$ . . . . .	41
2.16	Controllo modificato sulla valvola a farfalla. . . . .	41
3.1	Rendimento globale a pieno carico. . . . .	43
3.2	Potenza al freno a pieno carico. . . . .	43
3.3	Potenza elettrica a pieno carico. . . . .	44
3.4	Denominatore rendimento globale a pieno carico. . . . .	45
3.5	Contropressione allo scarico a pieno carico. . . . .	46
3.6	Perdite di pompaggio a pieno carico. . . . .	46
3.7	Potenza meccanica della turbina. . . . .	47
3.8	Potenza meccanica del compressore. . . . .	47
3.9	Portata d'aria all'aspirazione del motore termico. . . . .	48
3.10	Apertura valvola a farfalla. . . . .	49
3.11	Potenza meccanica della turbina - 50% del carico. . . . .	52
3.12	Potenza elettrica - 50% del carico. . . . .	53
3.13	Potenza meccanica del compressore - 50% del carico. . . . .	53
3.14	Apertura valvola a farfalla - 50% del carico. . . . .	54
3.15	"Turbocharger Map Preprocessing tool" - "Turbine preprocessing". . . . .	57
3.16	"Turbocharger Map Preprocessing tool" - "Gain-offset". . . . .	57
3.17	"Turbocharger Map Preprocessing tool" - "SAE editor". . . . .	58
3.18	"Turbocharger Map Preprocessing tool" - "SAE editor" - modificato". . . . .	58
3.19	"Turbocharger Map Preprocessing tool" - "Turbine preprocessing" - modificato". . . . .	59
3.20	Elettrificazione accessori: schema logico. . . . .	61
3.21	Elettrificazione accessori: schema di controllo. . . . .	62
3.22	Profilo velocità lineare - NEDC . . . . .	65
3.23	Profilo cambio marcia - NEDC . . . . .	66
3.24	Potenza elettrica - NEDC . . . . .	67
3.25	Velocità angolare del turbocompressore - NEDC . . . . .	68

3.26	Rendimento globale - NEDC . . . . .	68
3.27	Mappa colore: Incremento rendimento globale - punti WLTP . . . . .	70
3.28	Mappa colore: Rendimento globale del sistema originale . . . . .	71
3.29	Mappa colore: Rendimento globale del sistema modificato . . . . .	72
3.30	Mappa colore: Rendimento globale del sistema modificato (accessori elettrificati) . . . . .	72

# Elenco delle tabelle

3.1	Confronto tra rendimenti globali dei due sistemi. . . . .	50
3.2	Coppia elettrica, potenza elettrica e confronto tra rendimenti effettivi	51
3.3	Confronto tra rendimenti globali dei due sistemi - 50% del carico. . .	55
3.4	Coppia elettrica, potenza elettrica e confronto tra rendimenti effettivi - 50% del carico . . . . .	56
3.5	Risultati turbina modificata. . . . .	60
3.6	Risultati turbina modificata. . . . .	60
3.7	Risultati accessori elettrificati. . . . .	64
3.8	Risultati accessori elettrificati. . . . .	64

## Sommario

Uno dei maggiori problemi del surriscaldamento globale è dovuto all'emissione di CO<sub>2</sub> e di inquinanti da parte dei veicoli stradali. Per questo motivo sono state emesse delle normative che vincolano le case automobilistiche a produrre una flotta di veicoli che rispetti determinati limiti. Di conseguenza negli ultimi anni le produzioni di veicoli elettrici, ma soprattutto ibridi, sono in continua evoluzione. Questi ultimi possono essere di varie tipologie, una di queste è dotata di motori elettrici legati al gruppo di sovralimentazione, che recuperano o forniscono energia a seconda delle necessità del sistema complessivo. Nel caso della presente tesi è stato analizzato un turbocompressore elettrico che ha una macchina elettrica accoppiata all'albero che collega turbina e compressore. La macchina elettrica funziona da motore nel caso in cui il compressore non garantisca la sufficiente sovralimentazione al motore termico; oppure da generatore nel caso in cui i gas di scarico che attraversano la turbina siano in eccesso, per recuperare energia che uscirebbe dalla waste-gate della turbina. Questo dispositivo permette di ridurre il turbo-lag, ampliare il campo di funzionamento del turbocompressore su più velocità del motore termico e permette anche di recuperare parte dell'energia persa dai gas di scarico. Il lavoro svolto è stato incentrato soprattutto sul funzionamento della macchina elettrica come generatore, prestando particolare attenzione a quali potessero essere le soluzioni migliori da adottare per ottenere un corretto dimensionamento del turbocompressore e un controllo ottimale dell'intero sistema. Di conseguenza le simulazioni sono state effettuate utilizzando due tipologie di controllo e variando la dimensione della turbina. I due comandi agiscono sull'apertura della farfalla, della waste-gate e sulla coppia applicata alla macchina elettrica del turbocompressore. I risultati dimostrano come con questo dispositivo il rendimento globale del sistema aumenti.

# Ringraziamenti

Vorrei ringraziare innanzitutto il professor Nicola Amati e il professor Andrea Tonoli che mi hanno dato la possibilità di svolgere la tesi. Ringrazio Salvatore che mi ha seguito durante questi mesi e mi ha aiutato tantissimo riuscendo a sopportarmi anche nei momenti più difficili dandomi sempre la carica.

Un ringraziamento particolare volevo dedicarlo a tutti gli amici che mi sono stati a fianco nel periodo universitario e mi hanno aiutato a non arrendermi mai e a combattere fino alla fine, condividendo con me gioie e dolori. Tra questi, una menzione particolare va agli amici di "PANZA" che è diventata la mia seconda famiglia qui a Torino e mi ha sempre fatto sentire a casa. Grazie a loro non mi sono mai sentito solo soprattutto quando ne avevo veramente bisogno, spero che questo legame ci tenga uniti per sempre.

Vorrei ringraziare la mia famiglia, la mia certezza. A partire da mia sorella che riesce sempre a farmi sentire importante per lei, ma forse non sa quanto lei sia importante per me in tutto quello che faccio. Ringrazio mamma e papà che hanno fatto tanti sacrifici per darmi la possibilità di ottenere questo traguardo, lasciandomi la libertà più totale nelle decisioni da prendere. Sono sempre stati il mio riferimento e nei momenti peggiori la mia ancora di salvezza.

Infine, vorrei dedicare questa tesi ai miei nonni, sia quelli che non ci sono più, ma anche a nonna Antonietta che mi sopporta ogni volta che ci vediamo e a cui voglio un mondo di bene.

# Introduzione

Recentemente, per i veicoli stradali, sono stati introdotti nuovi cicli omologativi e nuovi limiti per le emissioni inquinanti e di CO<sub>2</sub>. Fino a poco tempo fa le emissioni di CO<sub>2</sub> venivano misurate sul ciclo guida NEDC (New European Driving Cycle). È stato dimostrato come l'NEDC non sia abbastanza rappresentativo della guida reale a bordo di un veicolo poiché non evidenzia correttamente i consumi di combustibile e le emissioni inquinanti. Da qualche anno è stato introdotto un nuovo ciclo guida, il WLTP (Worldwide harmonised Light-duty vehicles Test Procedure), che dovrebbe minimizzare la discrepanza tra consumi di combustibile reali e quelli misurati sul ciclo guida stesso. Infatti le case automobilistiche stanno effettuando misure su entrambi i cicli guida per adattarsi alla transizione da un ciclo all'altro [2]. Attualmente le normative europee impongono un limite di emissioni di CO<sub>2</sub> pari a 130 g/km per la flotta media dei veicoli, che però passerà a 95 g/km dal 2020 con relative multe per ogni grammo in più emesso [3]. Questo ha portato le case automobilistiche a costruire veicoli elettrici, ma soprattutto a incrementare anche la produzione di veicoli ibridi. Queste emergenti tipologie di automobili permettono dunque di ridurre le emissioni inquinanti sfruttando una macchina elettrica da motore o da generatore. Esistono varie tipologie di ibridizzazione e nella presente tesi viene presentata una di queste. Generalmente, negli ibridi di base, grazie alla macchina elettrica viene eliminato l'utilizzo dell'alternatore o altri piccoli ausiliari che, richiedendo una minima energia, vengono alimentati dalla macchina elettrica e non più dal motore termico.

Altri metodi per recuperare energia, riducendo le emissioni inquinanti, prevedono l'utilizzo del sistema di sovralimentazione, che permette di recuperare energia dai gas di scarico attraverso una turbina che alimenta a sua volta il compressore, senza che quell'energia venga completamente sprecata. Nel caso di questa tesi è stato analizzato un sistema ibrido che prevede l'utilizzo di una macchina elettrica applicata sull'albero del turbocompressore. La macchina elettrica potrebbe funzionare sia da motore che da generatore. Nel caso funzioni da motore alimenta il compressore fornendogli l'energia necessaria alla sovralimentazione, nel caso in cui invece funzioni da generatore, immagazzina l'energia in eccesso proveniente dalla turbina e può alimentare ausiliari vari e sostituirsi all'alternatore. In questo modo l'efficienza del motore termico e dell'intero sistema aumenta e di conseguenza vi è una riduzione delle emissioni inquinanti e della CO<sub>2</sub>.

# Capitolo 1

## Storia e studi sul turbo elettrico

Come accennato nell'introduzione, le emissioni dei veicoli stradali sono un argomento di forte attualità negli ultimi anni. Prima di analizzare più nel dettaglio le caratteristiche di un turbocompressore elettrico, è necessario presentare una visione generale del funzionamento dei motori a combustione interna.

I motori a combustione interna sono macchine motrici termiche, che si propongono di convertire in lavoro meccanico la parte più grande possibile dell'energia liberata bruciando combustibili nella macchina stessa [1]. Il fluido che genera questa energia è formato da aria e combustibile che si miscelano tra loro generando una combustione in determinate condizioni.

Una delle distinzioni principali tra i motori a combustione interna è data dal modo di avviare la combustione del fluido di lavoro. Infatti i motori possono essere ad accensione comandata (combustione generata da una scintilla) o ad accensione spontanea (compressione generata per compressione).

Nei motori ad accensione comandata una miscela di aria e di vapori di benzina viene accesa da una scintilla fatta scoccare tra gli elettrodi di una candela, realizzando così la combustione. Nei motori ad accensione per compressione o motori Diesel, il combustibile iniettato viene polverizzato e iniettato in una camera dove vi è aria calda e compressa, in modo da provocare l'autoaccensione. La combustione modifica le caratteristiche del fluido, per cui sarà necessaria una periodica sostituzione. L'espulsione dei gas di scarico e la sostituzione del fluido influenzano le prestazioni del motore [1].

Sulla base di ciò, è evidente come non tutta l'energia prodotta dalla combustione sia trasformata in effetto utile. Infatti, le principali perdite del motore a combustione interna sono dovute a: sostituzione del fluido motore presente nel cilindro, scambi termici tra fluido e pareti, utilizzo di un fluido reale invece che ideale, attrito negli accoppiamenti cinematici, perdite di pompaggio, ecc [1].

Particolare attenzione verrà posta nella presente tesi sulle perdite di pompaggio. Queste, infatti, sono proporzionali alla differenza di pressione tra scarico e aspirazione del motore termico (ICE). La pressione allo scarico del motore termico può essere

definita anche come contropressione allo scarico ed è uno dei parametri fondamentali da tenere in considerazione nello studio della sovralimentazione.

## 1.1 Tecniche di recupero dell'energia persa dai gas di scarico

Prima di analizzare nel dettaglio il funzionamento della sovralimentazione, è necessario accennare quali possono essere, oltre alla sovralimentazione, alcune delle alternative per recuperare l'energia persa dai gas di scarico. Le principali tecniche di recupero sono: Organic Rankine Cycles (ORCs), generatori termoelettrici e turbocompounding [4].

- **Organic Rankine Cycles**

Questo sistema, sfruttando il principio del ciclo Rankine, usa i gas di scarico del motore termico per fornire energia necessaria a innescare l'ORCs. Il sistema, come mostrato in figura 1.1, è caratterizzato da uno scambiatore di calore alimentato con un fluido organico e posizionato a valle dello scarico del motore.

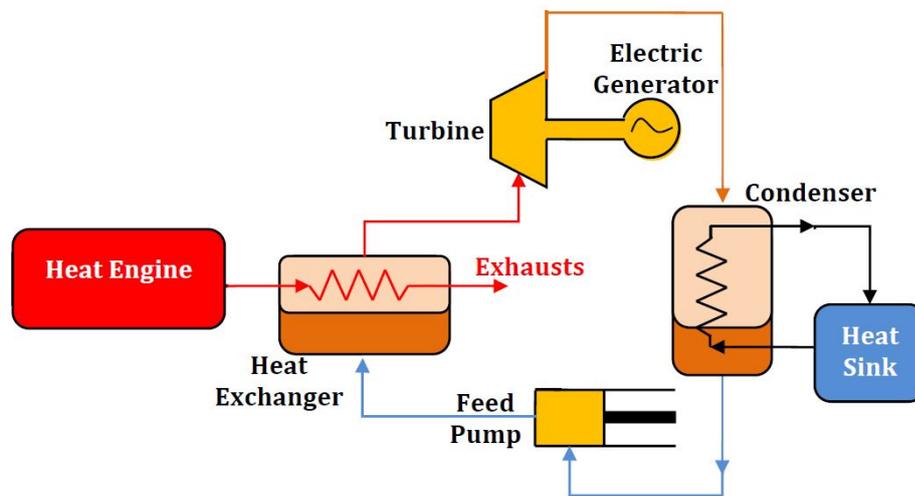


Figura 1.1: Schema dell'ORCs.

Poichè lo scambiatore è esposto ad alte temperature, il fluido organico scorre al suo interno allo stato liquido e lo rilascia come vapore surriscaldato. Il vapore surriscaldato ad alta pressione si espande nella turbina per generare energia elettrica, la quale viene fornita al generatore collegato alla turbina stessa. Questo dispositivo è vantaggioso per la stabilità termica e per l'utilizzo di fluidi

meno dannosi per l'ambiente, inoltre non influisce eccessivamente sull'aumento della sovrappressione allo scarico. Nonostante abbia buone soluzioni in termini di consumo di combustibile, richiede una complessa architettura e, pertanto, viene poco utilizzato nei veicoli stradali.

- **Generatori termoelettrici**

Anche in questo tipo di sistema gli aumenti della contropressione allo scarico non sono eccessivi. I generatori termoelettrici sono basati sull'effetto Peltier-Seebeck, comunemente usato nelle applicazioni di termocoppia.

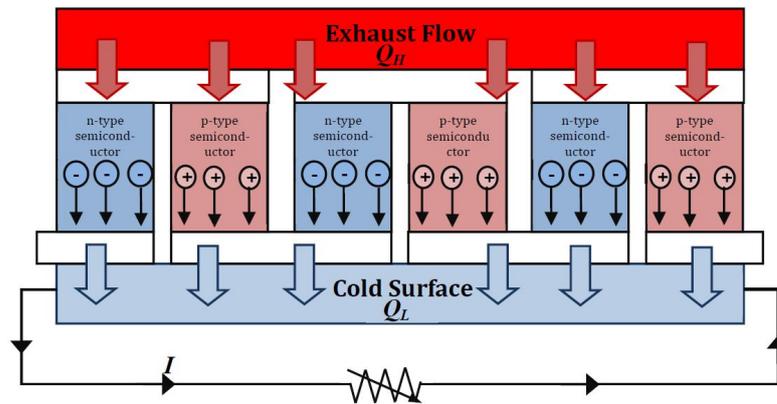


Figura 1.2: Schema del generatore termoelettrico.

La corrente elettrica, prodotta tra la differenza di temperatura tra superficie calda e fredda (in questo caso ci si riferisce alle superfici del condotto di scarico e del generatore termoelettrico), causa una carica che produce una corrente indotta termicamente. L'implementazione di questa tecnologia nei motori mostra una riduzione dei consumi del 10% senza aumentare le emissioni di CO<sub>2</sub>. Gli svantaggi sono dovuti alla poca varietà di applicazioni in cui può essere usato, alla bassa efficienza di conversione, alla necessità di una superficie larga che non sempre è disponibile nei veicoli stradali e ai costi dei materiali proibitivi.

- **Turbocompounding**

Il turbocompounding è un'altra soluzione per recuperare l'energia persa dai gas di scarico utilizzando diversi tipi di sovralimentazione. La sovralimentazione, infatti, avviene utilizzando un solo turbocompressore oppure sistemi che lo collegano in serie o in parallelo con altre macchine termiche, compressori o turbine, posizionate a valle o a monte del turbocompressore stesso a seconda delle esigenze. L'aggiunta di un turbocompressore ed eventualmente anche di una turbina di potenza in serie [4], porta a un aumento della sovrappressione

allo scarico, che però viene compensato dal recupero di energia da parte del sistema di sovralimentazione. Il sistema di turbocompound può essere diviso in due gruppi: meccanico e elettrico [4, 5].

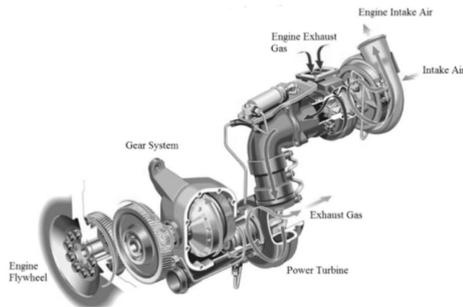


Figura 1.3: Turbocompressore meccanico

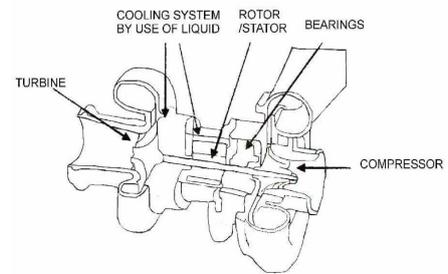


Figura 1.4: Turbocompressore elettrico

Nel primo caso l'energia in eccesso recuperata è direttamente fornita all'albero a gomiti e al compressore, nel secondo caso, invece, è usata per generare elettricità che può alimentare ausiliari o ricaricare i pacchi batteria.

Stoccaggio dell'energia, alta flessibilità e costi di implementazione relativamente bassi sono tra i principali vantaggi del turbocompounding elettrico rispetto alla controparte meccanica, che richiede una riduzione fissa del rapporto del cambio per fornire l'energia recuperata nuovamente al motore.

Un'applicazione del turbocompounding elettrico è il turbocompressore elettricamente assistito, studiato nella presente tesi. Anche per questo sistema vi sono degli svantaggi: le alte temperature dei gas di scarico limitano la potenza delle operazioni elettroniche e sono un parametro critico per la tipologia di macchina elettrica da utilizzare, specialmente nel caso in cui sia accoppiata all'albero del turbocompressore [4, 6]; l'alloggiamento dei cuscinetti della macchina elettrica deve essere adatto ad alte velocità e di conseguenza i cuscinetti hanno costi significativi [4]; vi è un'inerzia addizionale sull'albero del turbocompressore ed è necessario un ulteriore raffreddamento e sono richiesti spazi aggiuntivi per l'alloggiamento della macchina elettrica[6].

## 1.2 Turbocompounding

Come detto in precedenza, il sistema di turbocompounding può essere meccanico o elettrico. Oltre a questa diversificazione, ve ne sono altre riguardanti la struttura e i collegamenti delle macchine termiche e/o elettriche. Ogni tipologia di turbocompound porta a diversi vantaggi e svantaggi in base alla struttura del sistema.

### 1.2.1 Tubocompound con turbina di potenza elettrificata

Alla Tsinghua University sono stati analizzati tre dispositivi differenti, valutando quanta energia venga recuperata dai gas di scarico del motore termico e i miglioramenti nei consumi di combustibile [7]. Le soluzioni analizzate sono: turbocompressore assistito elettricamente, turbogeneratore collegato in serie o in parallelo al turbocompressore.

Il turbocompressore assistito elettricamente (Fig.1.5) consente una migliore guidabilità grazie alla macchina elettrica presente sull'albero del turbocompressore. Quest'ultima lavora sia da motore che da generatore per fornire o recuperare potenza a seconda delle condizioni di guida [7].

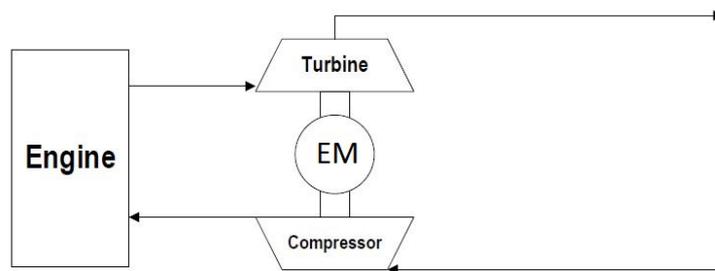


Figura 1.5: Turbocompressore elettrico.

Generalmente nei sistemi di sovralimentazione non elettrificati, l'energia proveniente dai gas di scarico può essere in eccesso rispetto a quella massima che può usufruire la turbina. Per questa ragione, nelle turbine a geometria fissa vi è una valvola, la wastegate (WG), da cui fuoriesce la portata in eccesso proveniente dallo scarico del motore. In questo modo la turbina non raggiunge velocità angolari eccessive e quindi non si surriscalda e non si danneggia. Nel sistema in questione l'energia proveniente dai gas di scarico, invece di essere sprecata attraverso la wastegate della turbina, viene recuperata dalla macchina elettrica (in modalità generatore) del turbocompressore che trasforma il surplus di energia della turbina in energia elettrica. In questo modo si riesce a mantenere chiusa la wastegate senza scaricare portata in eccesso. La chiusura della WG, però, induce a un aumento della contropressione allo scarico e, di conseguenza, anche i consumi di combustibile (BSFC – Brake specific fuel consumption). L'aumento della BSFC, tuttavia, è minore rispetto all'aumento della potenza in uscita, quindi, l'efficienza dell'intero sistema del motore termico aumenta. La scelta della macchina elettrica è difficoltosa a causa delle alte velocità dell'albero e della compattezza del turbo, il che comporta una nuova progettazione del turbocompressore [6].

Il secondo sistema (Fig.1.6), invece, ha una turbina elettrica collegata in serie al turbocompressore per recuperare l'energia scaricata a valle dal turbocompressore stesso.

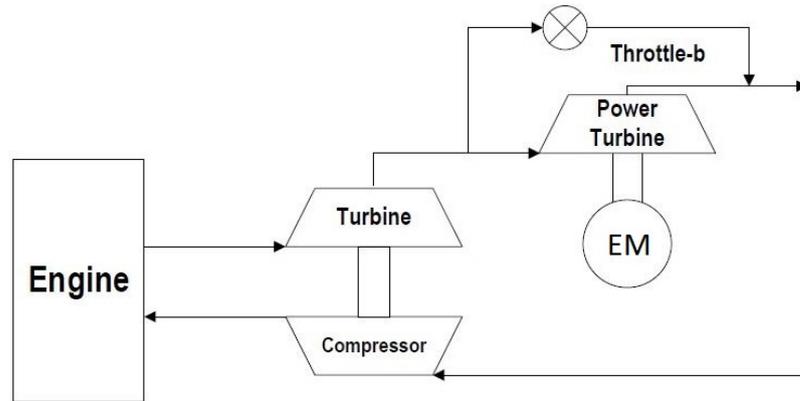


Figura 1.6: Turbogeneratore in serie.

In condizioni di bassi regimi e pieno carico, i gas di scarico non devono attraversare il turbogeneratore in modo tale da assicurare basse pressioni all'uscita della turbina del turbocompressore e un'adeguata potenza da fornire al compressore; per questo motivo è stata installata una valvola di by-pass. La turbina collegata in serie aumenta notevolmente la contropressione e questo incide sui consumi di combustibile.

L'ultimo sistema ha un turbogeneratore collegato in parallelo al turbocompressore e non in serie. Le due valvole sono usate per controllare i gas di scarico che attraversano il turbocompressore e la turbina in parallelo (vedi Fig.1.7).

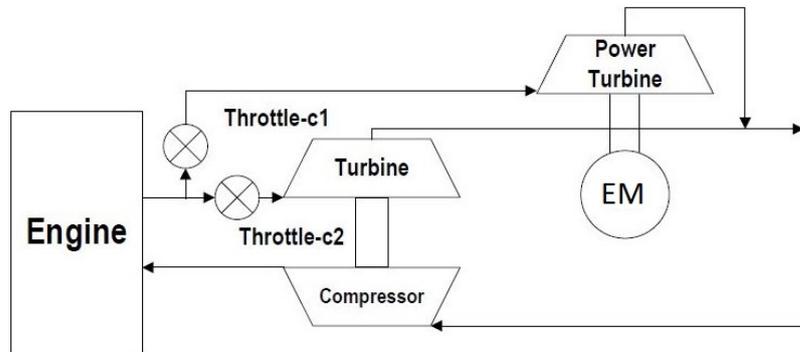


Figura 1.7: Turbogeneratore in parallelo.

In questo sistema la wastegate del turbocompressore non è necessaria. Quando si è a pieno carico, la valvola C2 è completamente aperta e la C1 è parzialmente chiusa per assicurare la stessa potenza in uscita del motore base. L'apertura della valvola C1 è regolata in modo che al turbocompressore arrivi la potenza richiesta, la valvola C2 interviene per eliminare il sovraccarico al turbocompressore, il quale causa anch'esso delle perdite. A bassi carichi, quando non è richiesta sovralimentazione, la C2 è completamente chiusa per guidare i gas di scarico attraverso la turbina di potenza. In questo modo la sovralimentazione è minimizzata e gli effetti sulla generazione di

potenza sono massimizzati [7].

La differenza principale tra il primo dispositivo e i successivi è determinata dall'inserimento di una seconda turbina che richiede sicuramente più spazio, ma anche costi maggiori.

A.M.I. Bin Mamat et al. [4] hanno studiato diverse disposizioni di una turbina a bassa pressione (LPT) in un sistema di turbocompound, con la turbina posizionata prima del catalizzatore, dopo, o vicina alla wastegate.

### 1.2.2 Turbocompound con compressore elettrificato

I sistemi di turbocompound possono diversificarsi aggiungendo, a valle o a monte del turbocompressore, un compressore elettrico invece che una turbina di potenza. Richard D. Burke ha analizzato tre differenti sistemi di turbocompound (Fig.1.8): le prime due configurazioni sono compressori elettrificati collegati a monte (Fig1.8(a)) o a valle (Fig1.8(b)) del turbocompressore, mentre la terza (Fig1.8(c)) è un turbocompressore assistito elettricamente [8].

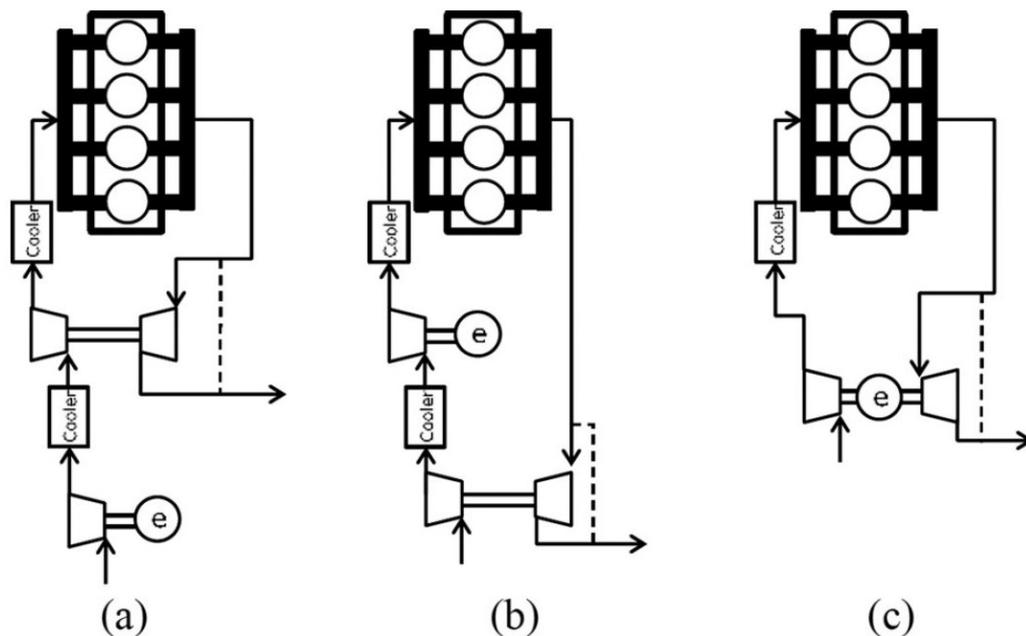


Figura 1.8: Tipologie di turbocompound elettrici

Le configurazioni a e b sono utilizzate in veicoli a benzina, mentre non vengono impiegate in quelli diesel in quanto l'aria necessaria per la combustione viene sufficientemente fornita dal compressore (del turbocompressore) che sovralimentata a sufficienza il sistema avendo una turbina a geometria variabile (VGT - Variable Geometry Turbine). Il turbocompressore elettrico (Fig1.8(c)), invece, garantisce benefici in entrambe le tipologie di veicolo.

I primi due sistemi permettono di raggiungere i limiti della curva di coppia della configurazione base del motore termico (il compressore collegato in serie è meccanico), infatti operano vicino al pompaggio, come è stato stabilito dalla strategia di controllo. Senza il compressore elettrico la turbina non ha energia a sufficienza per portare il motore alla massima potenza quando raggiunge le alte velocità. La presenza del compressore in serie aumenta la portata d'aria per fornire più energia alla turbina, che, a sua volta, alimenta il compressore a cui è collegata meccanicamente. Nel caso in cui il compressore elettrificato sia a valle del turbocompressore, ha una velocità di rotazione minore rispetto alla soluzione a monte. Per questo motivo la potenza elettrica è maggiore nell'installazione con il compressore elettrico a monte (Fig1.8(a)). In condizioni stazionarie l'efficienza del sistema è maggiore per la configurazione con il compressore a valle perché la potenza richiesta è minore. Il turbocompressore assistito elettricamente non può sostituire direttamente le soluzioni precedenti ma necessita di una riconfigurazione del compressore (rematching).

### 1.3 Macchina elettrica

La selezione della macchina elettrica è principalmente guidata dalle alte velocità in gioco e dai vincoli strutturali [9].

I tre principali motori elettrici utilizzati sono: switched reluctance (SR), synchronous reluctance e brushless permanent-magnet (PM).

Un rotore di piccole dimensioni è importante per ridurre le forze centrifughe e l'inerzia in modo da avere una buona risposta dal motore. La geometria del rotore è un compromesso tra potenza richiesta, efficienza e forze centrifughe.

Ulrich H. et al. evidenzia che per ridurre le perdite per attrito è necessario usare cuscinetti con elementi rotanti [9]. Il basso smorzamento di questi tipi di cuscinetti richiede due anelli per ogni alloggiamento (vedi Fig.1.9) per fornire sia un supporto elastico radiale che uno smorzamento elastomerico. Un film di olio tra i due anelli fornirebbe uno smorzamento aggiuntivo; inoltre sarebbe anche necessario un minimo di rigidità sull'albero in cui alloggia la macchina elettrica, poiché la laminazione del rotore non contribuisce alla rigidità dell'albero.

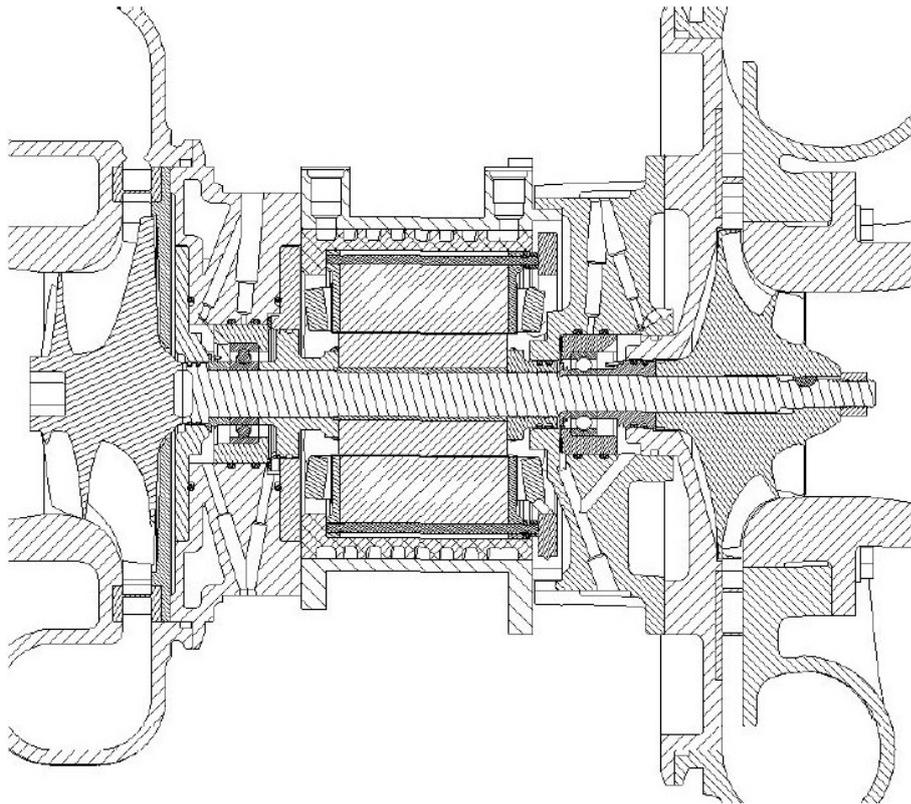


Figura 1.9: Sezione turbocompressore elettrico

J.R. Bumby et al. analizzano quali tipologie di macchine elettriche potrebbero

essere usate evidenziandone considerazioni meccaniche e requisiti [10]. Quelle utilizzabili sono: brushless a magneti permanenti, cage-rotor a induzione, solid-rotor a induzione, switched-reluctance. Sono stati analizzati vari requisiti:

- **Sollecitazioni meccaniche**

Le sollecitazioni meccaniche, dovute alle forze centrifughe, stabiliscono un limite al diametro del rotore. Per ogni tipologia di motore si hanno sollecitazioni differenti. La macchina elettrica è sottoposta ripetitivamente a sollecitazioni e quindi la fatica deve essere presa in considerazione.

- **Albero e cuscinetti**

Dopo aver fissato i cuscinetti, il rotore deve essere fissato all'albero. L'utilizzo di un rotore in acciaio come singolo pezzo con l'albero non è possibile nel caso di switched-reluctance e cage-rotor a induzione dal momento che utilizzano rotori laminati. Un rotore intero potrebbe interessare nel caso si utilizzino il solid-rotor a induzione e il motore a magneti permanenti.

La necessità del rotore di adattarsi a un albero separato impone l'utilizzo di un cilindro cavo, perciò la dimensione del diametro massimo del rotore è ridotta [10].

La tipologia di cuscinetti utilizzati nel turbocompressore determina il minimo air-gap che può essere usato, ma anche tolleranze di lavorazione dell'albero, del rotore, dello statore e tolleranze sul montaggio. Alcuni cuscinetti richiedono una consistente larghezza radiale per evitare danni dovuti al contatto rotore statore. L'attrazione radiale magnetica tra rotore e statore è bilanciata intorno alla macchina. La massa del rotore si somma alla massa rotante globale e influisce sulla dinamica.

- **Vincoli di spazio**

Il motore si posiziona sull'albero che collega compressore e turbina senza richiedere un aumento delle dimensioni dell'intera sezione.

- **Requisiti termici**

Durante le normali operazioni il sistema di raffreddamento del turbocompressore limita la temperatura dell'albero a un certo valore. Tuttavia, quando il motore termico si ferma, si ferma anche il flusso refrigerante e la parte della turbina rimane calda per un periodo in cui il calore potrebbe essere dissipato ai componenti circostanti. In particolare, il calore condotto lungo l'albero potrebbe causare l'aumento temporaneo della temperatura del rotore a livelli che porterebbero a danneggiarlo.

Di conseguenza, la macchina elettrica dovrebbe essere contraddistinta dalle seguenti caratteristiche principali: un rotore robusto e semplice per resistere alle alte velocità e alle alte temperature a cui è sottoposto in fase operativa o anche di arresto; un

controllo senza sensori, perché alcune macchine elettriche richiedono un sensore sull'albero per monitorare la posizione del rotore in modo che la corrente possa essere mandata negli avvolgimenti dell'armatura nel momento giusto. Il sensore, però, sarebbe posizionato in un ambiente rigido del turbocompressore e quindi sarebbe meglio evitare di usarlo.

Seiichi I. et al. analizzano le caratteristiche che deve avere il sistema di un motore diesel da 2L dotato di macchina elettrica sul turbocompressore [11]:

- **Struttura e caratteristica**

L'inserimento della macchina elettrica (EM – electric machine) porta a un aumento della lunghezza e del diametro dell'albero. Fortunatamente questi aumenti possono essere minimizzati ponendo particolare attenzione alla tipologia e al posizionamento dei cuscinetti, del rotore e dello statore per mantenere invariato lo spazio equivalente di installazione del turbocompressore convenzionale del sistema termico originale [11]. Per risparmiare sui costi si potrebbe anche utilizzare il turbocompressore convenzionale. Il rotore magnetico è posizionato vicino alla superficie posteriore del compressore e la velocità critica dell'albero è stata ridotta rispetto a quella del turbocompressore convenzionale.

- **Altissima velocità della macchina elettrica**

Viene utilizzata una macchina sincrona a magneti permanenti per adattarsi alle alte velocità (vedi Fig1.10).



Figura 1.10: Condizioni di test del turbo ibrido e aspetto dello statore della EM

Le dimensioni del rotore e dello statore sono ridotte incorporando un magnete di neodimio con un forte magnetismo e riducendo le dimensioni del filo dell'avvolgimento. Mantenendo un largo gap tra rotore e statore, si cerca di ridurre l'induttanza che andrebbe a disturbare il rapido cambiamento di corrente [11]. Rinforzi in fibra di carbonio sono usati per conservare il magnete contro le forze centrifughe del rotore, soddisfacendo i requisiti di progettazione per una macchina elettrica da sottoporre ad altissime velocità angolari.

Se la macchina elettrica è ridimensionata, la densità della generazione di calore aumenta a causa delle perdite del motore e agli ostacoli per il raffreddamento. Quando il raffreddamento non è sufficiente, un eccessivo aumento della temperatura dei fili dell'avvolgimento e del rotore causa un deterioramento delle prestazioni di isolamento e contemporaneamente una demagnetizzazione irreversibile. Un altro fattore che non può essere ignorato sono le perdite nel rotore per correnti parassite.

- **Inverter**

L'inverter PWM (Pulse Width Modulation) è ampiamente usato per guidare i magneti permanenti. In questa applicazione ad alte velocità la frequenza elettrica fondamentale raggiunge diversi kHz, perciò è difficile formare buone onde di corrente sinusoidale usando la PWM. È stata adottata un'alternativa per il controllo delle alte velocità a cui è sottoposta la macchina elettrica, che abilita il controllo lineare dei valori di fase e corrente. Il circuito dell'inverter è fatto con un chopper buck-boost che controlla i valori della corrente e con un circuito a 6-step che controlla la fase della corrente. Commutando il voltaggio buck-boost è possibile far operare l'inverter in due direzioni: motore e rigenerazione [11]. Si può anche omettere l'uso del rilevatore di posizione esterno, in quanto la posizione della rotazione del rotore richiesta per la generazione della coppia è rilevata in base alla forma d'onda del voltaggio indotto, generato nello statore. Si è quindi costretti a fare affidamento su un controllo ad anello aperto; così facendo la tensione indotta è piccola e difficile da rilevare durante l'avvio e a velocità estremamente basse. Per alimentare l'inverter sarebbe auspicabile usare una batteria a 12 V nelle autovetture, a 24 V nei veicoli commerciali e a 36 V nelle applicazioni future.

Terdich N. et al. hanno effettuato dei test a banco prova per capire quali caratteristiche debba possedere la EM che viene applicata su un turbocompressore [12]. Lo scopo del test è quello di caratterizzare l'efficienza della macchina elettrica e la sua elettronica di potenza in funzione della velocità angolare e della coppia. La prova è stata effettuata modificando un prototipo di turbocompressore elettrico in cui è stata misurata direttamente la reazione della coppia sull'alloggiamento dei cuscinetti.

Il test consiste nel posizionare il turbocompressore modificato su un banco in cui passa un flusso di gas freddo. Regolando la portata è possibile far girare il turbocompressore alla velocità richiesta con differenti coppie alla EM.

Sono state misurate velocità, coppia, corrente e voltaggio da cui sono state trovate potenze meccaniche ed elettriche. Le efficienze della modalità motore e della modalità generatore vengono calcolate rapportando le potenze.

$$\eta_{motore} = \frac{P_{meccanica}}{P_{elettrica}} \quad (1.1)$$

$$\eta_{generatore} = \frac{P_{elettrica}}{P_{meccanica}} \quad (1.2)$$

L'alloggiamento dei cuscinetti del turbocompressore è stato lavorato per consentire l'installazione di due cuscinetti obliqui a lato della turbina. Tutte le coppie imposte dall'albero del turbocompressore sull'alloggiamento dei cuscinetti e sullo statore sono state fatte reagire attraverso una cella di carico collegata al lato dell'alloggiamento dei cuscinetti (vedi Fig.1.11).

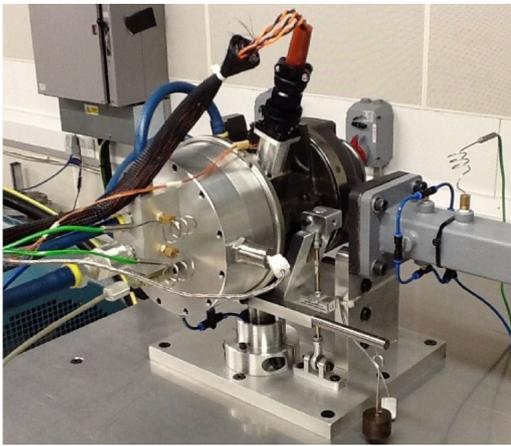


Figura 1.11: Turbocompressore elettrico modificato montato sul banco prova

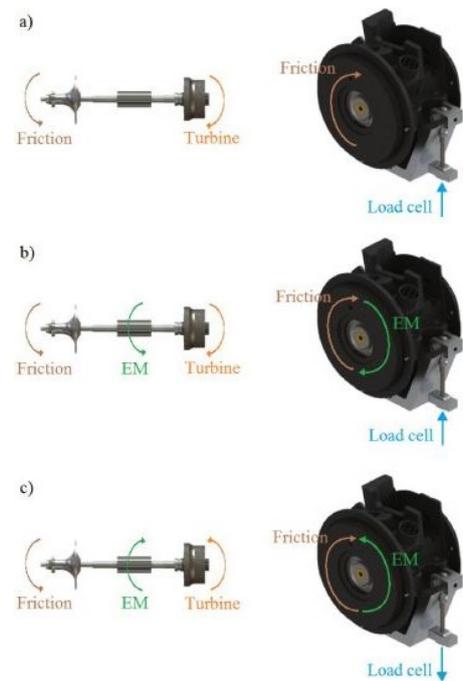


Figura 1.12: Diagramma di corpo libero che mostra le forze sull'albero del turbocompressore e sull'alloggiamento dei cuscinetti

Questa modifica permette di rimuovere il carico del compressore, che avrebbe potuto influenzare la lettura della coppia, mantenendo però la stabilità dell'albero del turbocompressore [12]. La figura 1.12 mostra i momenti sull'albero del turbocompressore e sull'alloggiamento dei cuscinetti. Quando la EM non sta operando, la coppia prodotta dalla turbina è bilanciata dalle perdite per attrito, figura 1.12 a). Quando la EM opera come generatore, la coppia della turbina è bilanciata dalla somma delle perdite per attrito e dal carico della EM, figura 1.12 b). Infine, quando la EM opera come motore, la coppia della EM è bilanciata dal carico dovuto agli attriti e dal carico della turbina a vuoto, figura 1.12 c).

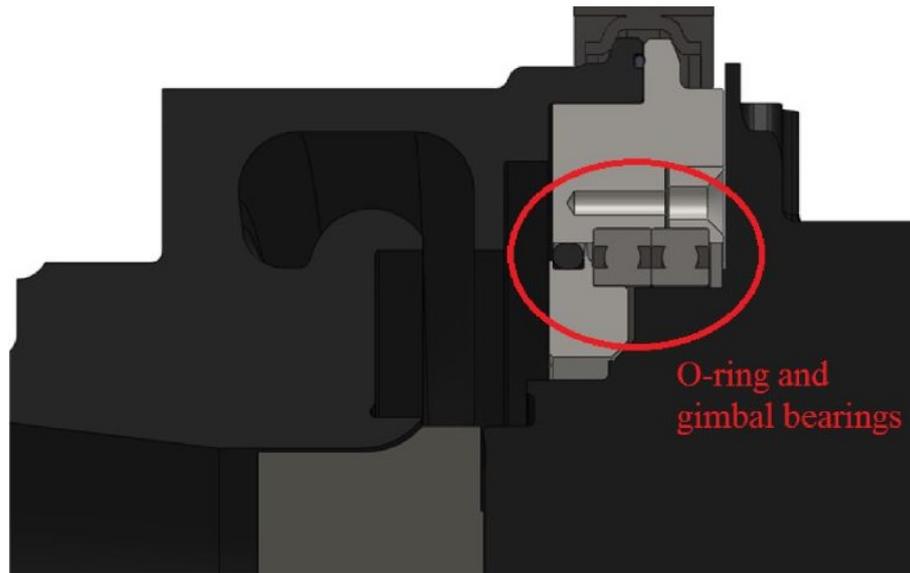


Figura 1.13: Vista in sezione trasversale del sistema

La figura 1.13 mostra una vista in sezione trasversale del sistema. Un anello è posizionato davanti ai cuscinetti a sfera per bloccarli dal flusso d'aria proveniente dalla turbina. Inizialmente è stato usato un solo anello non sufficiente a contenere la polvere presente nei cuscinetti che ha influito sulla misurazione della coppia. A causa dell'elevata rigidità della cella di carico, la coppia imposta sull'alloggiamento è stata fatta reagire del 90% attraverso la cella di carico e solo del 10% attraverso l'anello. Qualsiasi altro spazio in cui si sarebbe potuta infilare l'aria della turbina è stato chiuso con un sigillante. Infatti, l'aria che fuoriesce impone una coppia sull'alloggiamento del cuscinetto e causa un errore.

## 1.4 Tipologie di controlli

I sistemi di turbocompound e di conseguenza i turbocompressori elettrici incidono notevolmente sul controllo del sistema globale, poiché influenzano determinate caratteristiche fisiche del sistema stesso. Per questo motivo, nel seguente paragrafo verranno presentate alcune soluzioni che sono state adottate nel corso del tempo. Richard D. Burke, per esempio [8], utilizza un semplice controllore proporzionale con una banda morta e inserisce un dispositivo di transizione per aumentare il tasso di accelerazione dell'albero del turbocompressore, vedi figura 1.14. In questo caso la strategia di controllo è usata per guidare la simulazione, ma non è una strategia che potrebbe essere implementata nel controllore del motore reale.

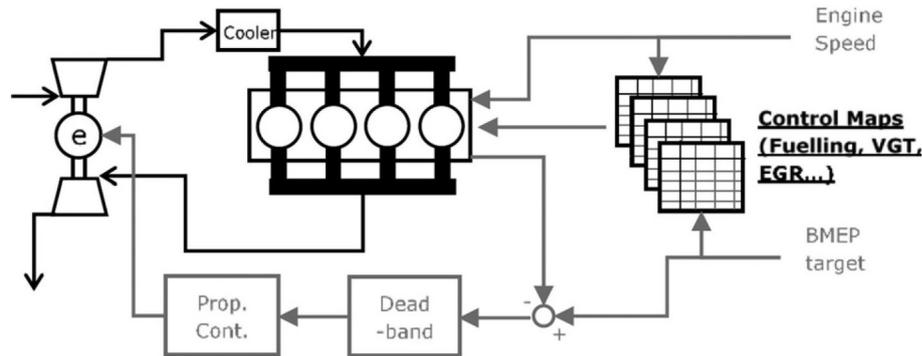


Figura 1.14: Controllo delle simulazioni di transizione per un motore che usa un turbocompressore elettricamente assistito

L'obiettivo è permettere di creare un paragone tra le diverse configurazioni hardware. La maggior parte dei parametri è controllata in anello aperto. Il turbocompressore elettrico è gestito attraverso un semplice comando in retroazione sulla BMEP (brake mean effective pressure). La banda morta e la mancanza di un controllo integrale assicurano che il controllo sia attivo soltanto durante il transitorio e inattivo durante le condizioni stazionarie.

Arsie I. et al. [13] considera un controllo in cui la potenza recuperata è impostata in modo che sia proporzionale alla velocità del turbocompressore, purché quest'ultima sia maggiore di una soglia minima per evitare un'eccessiva riduzione della velocità. Inoltre, viene impostata una soglia superiore sulla potenza massima recuperabile, in modo da evitare un eccessivo aumento della contropressione con un impatto negativo sull'efficienza del motore.

In un altro esempio [19] è stato presentato un sistema in cui gli attuatori sono guidati da controllori PID (proporzionale integrativo derivativo) che operano in base all'errore della velocità del veicolo per fargli seguire il transitorio di guida di riferimento. In particolare, per raggiungere i migliori benefici in termini di risparmio di combustibile, sono state implementate due strategie di controllo che dipendono dalle condizioni operative della macchina elettrica e del motore termico. A bassi carichi, quando la macchina elettrica è disattivata, la mappa di base del VVA (variable valve actuation) viene usata per preservare il consumo di combustibile e l'apertura della valvola a farfalla è regolata da un controllore PID basato sull'errore della velocità del veicolo. Dall'altro lato, ad alti carichi, quando l'MGU (motor generator unit) opera in modalità generatore, viene imposta l'apertura totale della farfalla per minimizzare il lavoro di pompaggio applicando un controllo ad anello chiuso alla VVA. La figura 1.15 mostra lo schema del modello del powertrain. Il driver task stima il controllo per la farfalla e per la VVA, dipendendo dall'errore della velocità del veicolo e dalle operazioni del MGU e del motore termico.

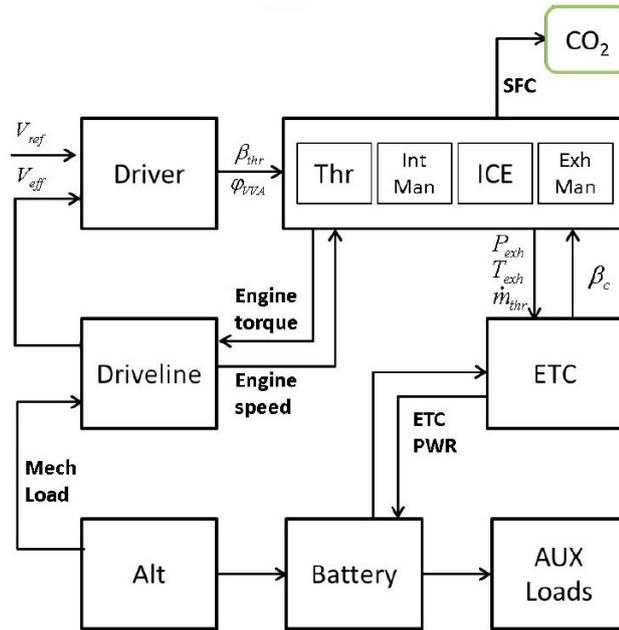


Figura 1.15: Schema del modello della powertrain del veicolo

Per i controlli usati sull'alternatore e sull'ETC (electric turbo compound) i benefici ottenibili sono fortemente dipendenti dalle strategie di controllo applicate all'MGU [19]. Un'ottima gestione dell'MGU potrebbe essere applicata per massimizzare il risparmio di combustibile, dal momento che dipende dalla potenza richiesta dagli ausiliari. La potenza recuperata dall'MGU è impostata in maniera proporzionale alla velocità del turbocompressore, che deve essere maggiore di un valore minimo di soglia per evitare un'eccessiva riduzione della velocità. L'energia recuperata è immagazzinata in un pacco batteria e poi utilizzata per alimentare gli ausiliari elettrici in relazione alla strategia di gestione dell'alternatore. Infatti, sono stati introdotti due tipi di strategie per la gestione dell'alternatore: la A abilita l'alternatore a bassi carichi (per esempio fase urbana dell'NEDC), mentre lo disconnette ad alti per evitare il carico degli ausiliari sull'albero motore; dall'alta parte la strategia B abilita l'alternatore solo ad altri carichi, come se fosse nella fase extra-urbana dell'NEDC e del WLTC. In entrambe le strategie è imposto il vincolo di recuperare lo SOC (state of charge) della batteria alla fine del ciclo guida.

Pasini G. et al. [14] presentano un sistema di controllo il cui modello di guida è un controllore PI con alcuni elementi addizionali per migliorarne il comportamento. Infatti, il PI determina i requisiti di coppia basati sull'errore tra velocità attuale e desiderata e il requisito di coppia è diviso in due segnali che corrispondono alla posizione del pedale in accelerazione e in frenata. Perciò, il guidatore controlla solamente un pedale e non salta rapidamente dal pedale della farfalla a quello del freno. I requisiti dell'acceleratore vanno direttamente ad un'unità di controllo elettronico che regola il flusso di combustibile e di aria. Dall'altra parte, la richiesta



Algrain M. illustra quali potrebbero essere le più importanti strategie del sistema di controllo [15]. Egli, infatti, sostiene che ci siano diverse strategie di controllo che potrebbero essere usate per mantenere il sistema ETC nelle condizioni operative desiderate. Le tre principali strategie da lui suggerite sono: controllo sulla temperatura allo scarico, controllo sulla velocità del turbocompressore e controllo sulla pressione di sovralimentazione. Queste strategie non sono indipendenti tra loro, infatti, per una data condizione stazionaria le variabili che definiscono il punto operativo ottimale hanno un unico valore di settaggio. In questo modo, se una delle variabili è controllata, lo saranno anche le altre.

Ad ogni modo, il comportamento in transitorio associato a ogni strategia di controllo varia considerevolmente. Come primo esempio nel lavoro citato, si considera la risposta del sistema ETC quando la temperatura allo scarico è una variabile controllata [15]. La figura 1.17 mostra la risposta nel tempo a un cambio della domanda del motore pari a uno step del 10% (guarda grafico in alto della figura 1.17), questo comando si traduce in una richiesta per aumentare la coppia del motore termico. Per semplicità la velocità del motore è mantenuta a un valore costante. L'obiettivo del controllo è quello di mantenere la temperatura allo scarico a un valore costante (760 K in questo esempio). Per rispondere agli aumenti richiesti all'uscita del motore viene iniettato ulteriore combustibile; questo porta a un rapido aumento della temperatura dei gas di scarico (vedi grafico nel mezzo di figura 1.17). Per abbassare la temperatura allo scarico deve essere iniettata più aria nel motore, questo quindi comporta un aumento della velocità del turbocompressore. Per accelerare il turbocompressore la coppia frenante applicata al generatore dovrebbe essere ridotta, quindi il generatore produrrebbe meno energia elettrica o, in condizioni estreme, funzionerebbe come motore. Se si ha meno energia elettrica disponibile per l'albero a gomiti, la quantità di coppia del motore termico diminuisce, questo lo si nota dall'improvvisa caduta di coppia dell'albero motore (vedi grafico in basso della figura 1.17). Appena la temperatura allo scarico inizia a diminuire, una potenza addizionale può essere recuperata dai gas di scarico e può essere mandata all'albero a gomiti per assistere il motore termico. Si noti che alla fine il motore sta lavorando a un livello di coppia più alto a causa dell'aumento di combustibile iniettato.

La caratteristica indesiderata di questa strategia è che quando si desidera un aumento della coppia del motore, la risposta iniziale è una diminuzione della coppia effettiva all'albero motore. Il secondo controllo usa la velocità del turbocompressore come variabile controllata [15]. In questo caso un aumento della domanda da parte del motore è accompagnato da un aumento del rifornimento di combustibile, che porta una maggiore energia allo scarico e una maggiore velocità del turbocompressore. Quindi, la direzione dell'azione di controllo è consistente con la naturale tendenza del sistema (vedi figura 1.18). Questo riduce al minimo l'impatto sulla coppia all'albero a gomiti e la risposta della coppia attuale è corretta rispetto al cambio nella coppia comandata.

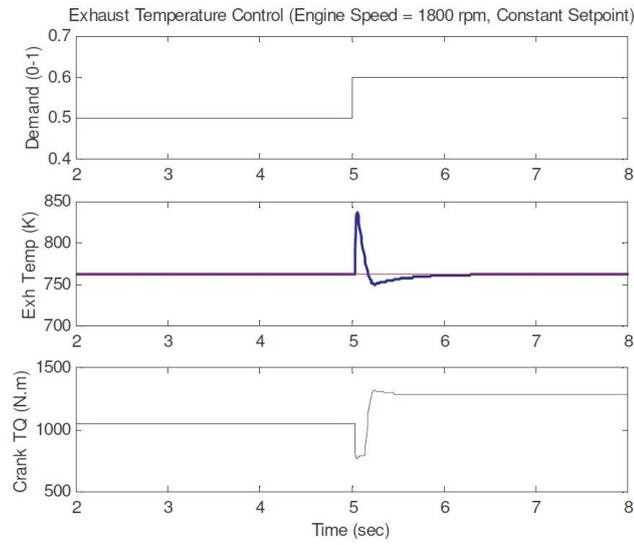


Figura 1.17: Risposta allo step per la strategia di controllo sulla temperatura allo scarico

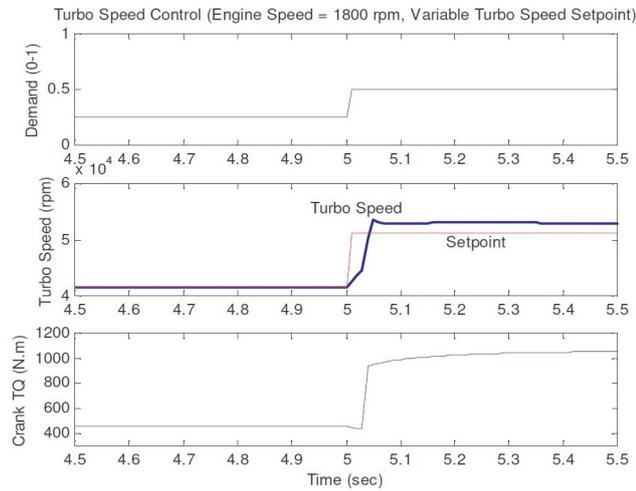


Figura 1.18: Risposta per la strategia di controllo sulla velocità del turbocompressore

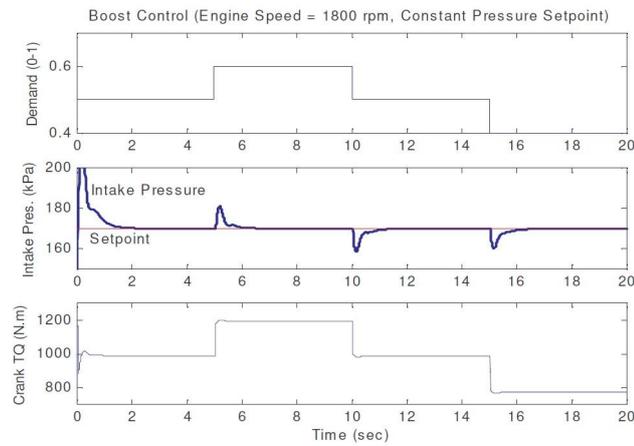


Figura 1.19: Risposta per la strategia di controllo sulla pressione di sovralimentazione

Il terzo approccio prevede di controllare la pressione all'ingresso del motore, ovvero la pressione di sovralimentazione [15]. L'obiettivo del controllo è quello di mantenere questa pressione costante (vedi figura 1.19). Dopo aver incontrato il primo step nel carico del motore, dal 50 al 60 %, la pressione all'ingresso aumenta rapidamente, ma si ristabilisce altrettanto rapidamente al livello desiderato caricando ulteriormente il generatore. Il generatore, producendo più potenza, rallenta il turbocompressore e abbassa la pressione di sovralimentazione, quindi l'aria aspirata dal motore diminuisce. Dal momento che è disponibile più potenza per assistere il motore, viene introdotta una coppia aggiuntiva sull'albero motore favorendo ulteriormente la produzione di coppia. Allo stesso modo, quando il carico del motore scende, la sovralimentazione diminuisce, così come la quantità di carico assistita al motore. Questo è positivo dal punto di vista della guidabilità del veicolo, poiché le azioni di controllo sono coerenti con la risposta del sistema. Per minimizzare la BSFC, la sovralimentazione mandata al motore necessiterebbe di essere considerata come una funzione della velocità e del carico del motore. Plottando i valori di step-point della pressione di sovralimentazione (boost set-point) in funzione della velocità e del carico del motore, si ottiene la mappa di sovralimentazione (figura 1.20).

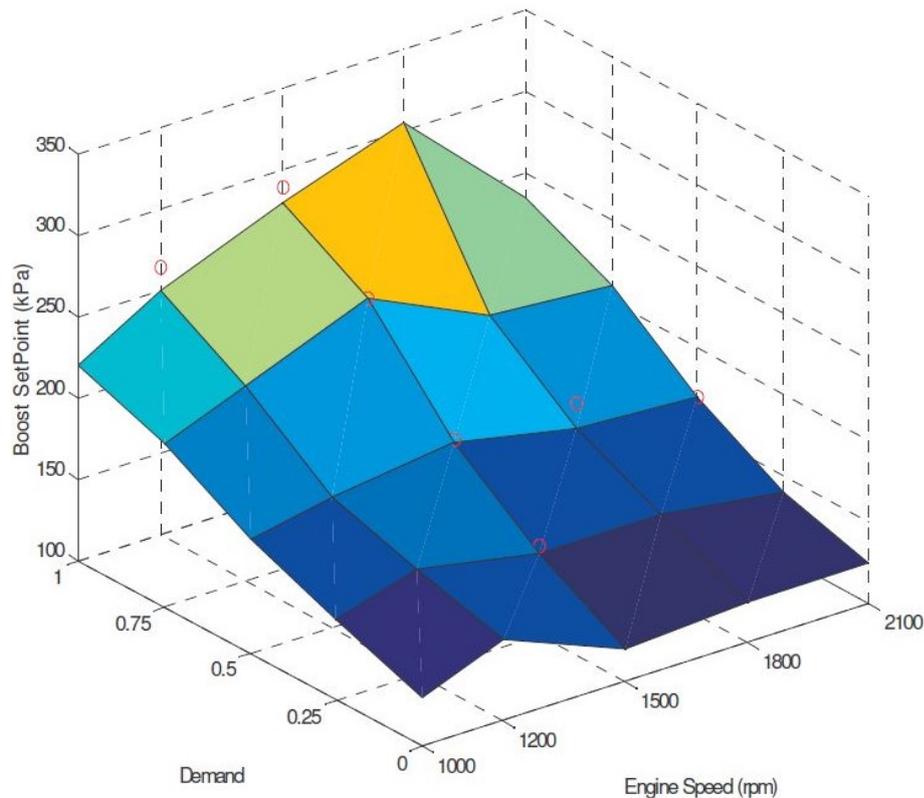


Figura 1.20: Boost Setpoint Map

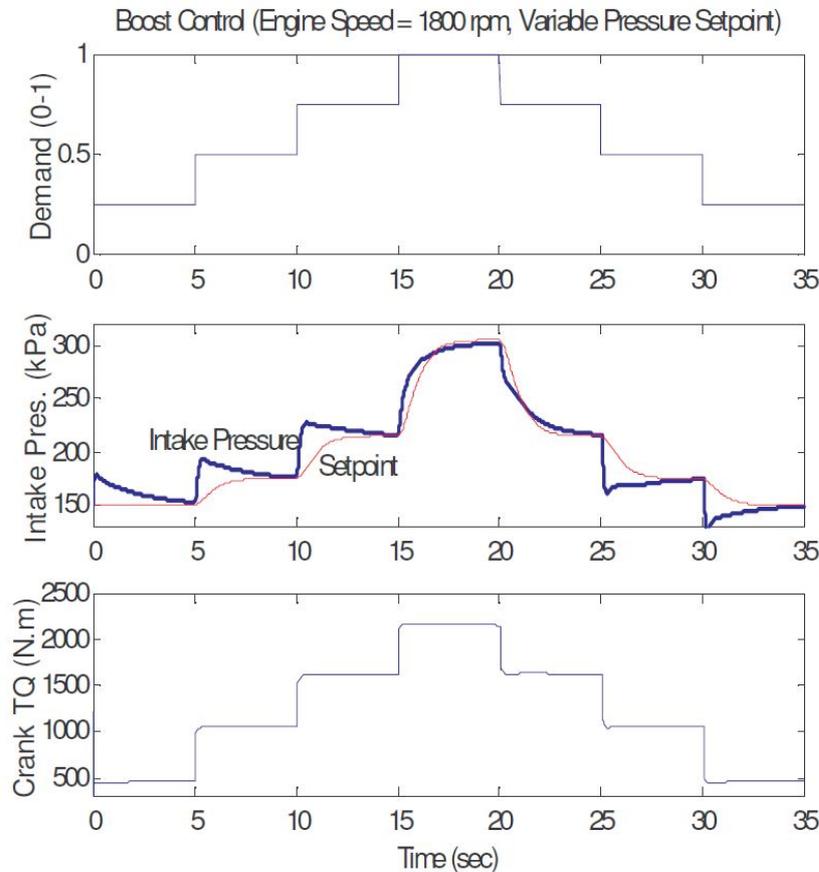


Figura 1.21: Risposta a gradino per la strategia di controllo sulla velocità del turbocompressore

La figura 1.21 mostra la risposta nel tempo ai cambiamenti del carico del motore (la velocità del motore è tenuta costante a 1800 rpm). Ogni cambiamento del carico del motore corrisponde a un cambiamento nel setpoint della sovralimentazione. In aggiunta è stata introdotta una rete ritardatrice di primo grado per attenuare la risposta alla pressione di sovralimentazione. Associando la costante di tempo del filtro del setpoint alla costante di tempo della pressione di sovralimentazione, le condizioni di overshoot mostrate in figura 1.19 vengono neutralizzate efficacemente. Con la corretta messa a punto di questo compensatore, la risposta alla pressione di sovralimentazione può essere realizzata in modo tale che corrisponda il più possibile alle variazioni di gradino della richiesta del motore (vedi grafico centrale in figura 1.21). In definitiva, dal punto di vista della propulsione e della guidabilità, la variabile di maggiore interesse è la coppia/potenza complessiva prodotta dalla combinazione motore-motore elettrico. Il grafico inferiore in figura 1.21 mostra la coppia prodotta all'albero motore. Si nota che la risposta del sistema turbocompound ha ottime caratteristiche dal punto di vista della guidabilità. La coppia dell'albero motore segue

da vicino i cambiamenti richiesti dalla domanda del motore (vedi grafici in alto e basso della figura 1.21). Si noti che la coppia ha due componenti, una data dal motore stesso e l'altra dalla macchina elettrica. Il motore è indipendentemente controllato dal suo modulo di controllo elettronico (ECM – electronic control module). La domanda al motore elettrico è controllata da un blocco del controllore PI (vedi figura 1.22 e 1.23). Il segnale d'errore va nei risultati di questo blocco PI, mettendo a confronto la pressione di sovralimentazione desiderata con la pressione attuale del condotto di aspirazione (vedi figura 1.21). La pressione desiderata del condotto di aspirazione è determinata facendo riferimento alla velocità del motore e al carico che determinano il livello appropriato di sovralimentazione. Questo blocco contiene una mappa di sovralimentazione mostrata in figura 1.20. Il blocco compensatore implementa la rete ritardatrice del primo ordine necessaria per eliminare il superamento della pressione di sovralimentazione. Ci sono tre retroazioni nel diagramma a blocchi del sistema di controllo (vedi figura 1.22). Il primo anello retroattivo è il controllo primario che regola la pressione di sovralimentazione. Il secondo mantiene il turbocompressore entro uno specifico range, agendo come un meccanismo di controllo over-speed o under-speed. Il range di velocità consentito potrebbe variare in base alle condizioni operative del motore o potrebbe essere così stretto da far sì che la velocità del turbocompressore segua essenzialmente una velocità di settaggio. Allo stesso modo, il terzo anello di retroazione, anello sulla temperatura del condotto di scarico, è incorporato per assicurare che la temperatura allo scarico stia entro specifici limiti, questi limiti potrebbero essere settati in maniera molto restrittiva forzando il motore a operare alla temperatura di scarico desiderata. Si noti che questi loops secondari aggiungono una ridondanza nel sistema di controllo dell'ETC e lo rinforzano nel caso in cui ci fosse un guasto nel sensore di sovralimentazione.

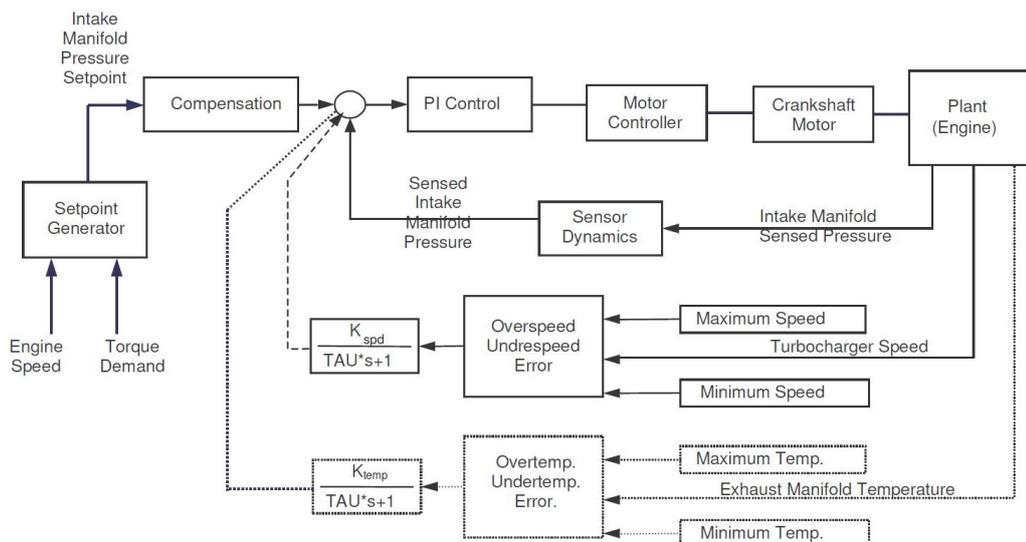


Figura 1.22: Sistema in retroazione per il controllo della pressione, temperatura e velocità

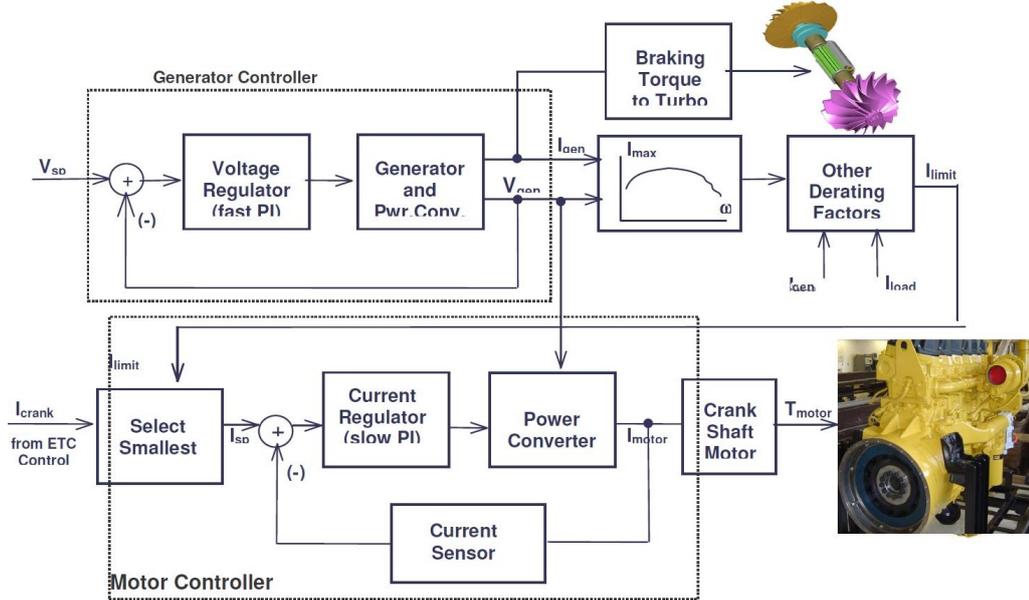


Figura 1.23: Sistema di controllo del motore e generatore

Fino a questo punto è stato spiegato come settare la domanda per l'albero a gomiti del motore. La premessa è che controllando la potenza elettrica consumata dal motore, il carico sul generatore, e così sul turbocompressore, sono direttamente controllati. Meno corrente è consumata dall'albero motore, meno corrente deve produrre il generatore per mantenere costante la tensione sul BUS elettrico, e maggiore è la sovralimentazione sul motore. Così, la domanda dell'albero motore può essere rappresentata in termini di punti di settaggio della corrente (la coppia del motore potrebbe anche essere usata come una domanda di segnale). Il segnale  $I_{\text{crank}}$  (vedi figura 1.23) è l'uscita del controllore PI dalla figura 1.22. Questo segnale setta la domanda per l'albero del motore. Si noti che è stata introdotta una certa disposizione per limitare la corrente del motore in modo da tenere in considerazione i fattori di declassamento e/o le condizioni limite che possono verificarsi durante il funzionamento del sistema ETC. Un controllo in loop sulla corrente è usato nel controllore del motore per mantenere le condizioni operative del motore stesso ai livelli desiderati di coppia/carico.

La seconda parte di questo sistema di controllo regola le operazioni del generatore. Siccome il controllore del motore è usato per governare la parte della domanda, il controllore del generatore è usato per la parte dell'alimentazione. In questo caso, un loop sulla tensione è usato per controllare la potenza prodotta dal generatore, così che possa fornire abbastanza potenza elettrica per mantenere la tensione del bus al valore desiderato. Se il generatore dovesse produrre meno energia di quella che viene consumata, la tensione del bus diminuirebbe. Al contrario, se generasse più potenza di quella che viene consumata, la tensione del bus aumenterebbe. Così, regolando a

fondo la tensione del bus, il generatore montato sul turbocompressore produce la giusta quantità di energia elettrica necessaria a fornire l'albero motore e qualsiasi altro carico elettrico che possa essere presente nel sistema ETC.

## 1.5 Applicazioni

Il sistema di turbocompressione elettricamente assistita e in questo caso il turbocompressore con la macchina elettrica accoppiata sull'albero, è utilizzato in diverse tipologie di motori e veicoli. Per esempio, Boretti A. fa notare come questo sistema sia applicato alle vetture di F1 [16].

Il sistema in figura 1.24 presenta uno schema della powertrain ibrida del motore della F1. La power unit ibrida comprende il motore termico turbocompresso (ICE) più un componente relativo allo stoccaggio di energia (ES – energy storage), un'unità di motore-generatore unita alla driveline dell'auto (MGU-K) che ricarica l'ES durante la frenata e alimenta l'ICE quando si è in fase di accelerazione scaricando la ES.

La powertrain comprende anche una macchina elettrica che è sull'albero del turbocompressore (MGU-H). La figura 1.25 presenta uno schema del turbocompressore con la macchina elettrica. Quando la potenza della turbina supera quella richiesta dal compressore, l'MGU-H carica l'ES. Una tecnologia di E-TC (electric turbocom-



Figura 1.24: Powertrain F1

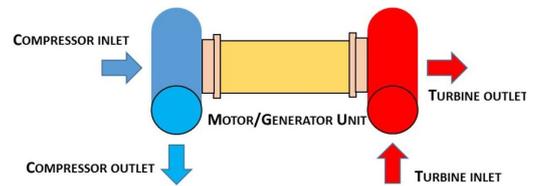


Figura 1.25: Schema del turbocompressore elettrico usato in F1

pressor) è stata proposta [17] per un motore heavy duty Class 8. Questo sistema ha un turbocompressore con una macchina elettrica integrata sull'albero. Il generatore estrae la potenza in eccesso dalla turbina, ma l'elettricità prodotta viene poi usata per guidare il motore elettrico montato sull'albero a gomiti del motore termico. Il sistema, quindi, permette di recuperare parte dell'energia dei gas di scarico che altrimenti andrebbe sprecata.

Millo F. et al. invece, analizzano questo dispositivo su un veicolo heavy-duty diesel per valutare la riduzione del turbo-lag e dei consumi di combustibile che possono essere ottenuti in un bus urbano in differenti condizioni operative [18].

La necessità di livelli di sovralimentazione significativi a basse velocità del motore termico, spesso forza i progettisti a utilizzare turbine con una piccola geometria che

richiedono l'uso di una waste-gate o di una turbina a geometria variabile per le alte velocità. Perciò, una considerevole frazione di gas di scarico viene sprecata quando il motore opera vicino a queste velocità, in modo da evitare un'eccessiva velocità del turbocompressore e un eccessivo valore di pressione di sovralimentazione.

Una possibile soluzione è l'elettrificazione del turbo per accelerare la girante durante i transitori di accelerazione, in modo tale da ridurre il turbo-lag. In più, se la macchina elettrica è usata come generatore, la velocità della turbina e, allo stesso tempo, il livello di sovralimentazione, possono essere controllati attraverso il carico applicato al generatore, senza la necessità della waste-gate o di una turbina a geometria variabile. L'energia dei gas di scarico può essere recuperata per produrre energia elettrica per alimentare gli accessori, aumentando l'efficienza del motore termico.

Pasini et al. [22] invece, hanno svolto un confronto tra due tipologie di motore, le quali utilizzavano entrambe un ETC. Sono stati analizzati un motore SI da due cilindri ( $900\text{ cm}^3$ ) e un quattro cilindri CI ( $1600\text{ cm}^3$ ), entrambi con la stessa potenza massima da cui è stata calcolata una stima dell'energia recuperata dallo scarico a differenti carichi e velocità angolari (rpm).

Il motore a benzina (SI) è caratterizzato da un turbocompressore con turbina a geometria fissa dotato di wastegate, mentre il motore diesel (CI) ha un turbocompressore con una turbina a geometria variabile (VGT) senza la wastegate.

Viene prima analizzato il motore SI e si nota come a pieno carico e a basse velocità, sotto i 2500 rpm, la macchina elettrica funziona da motore per raggiungere la pressione di sovralimentazione necessaria. Sopra i 2500 rpm, invece, la macchina elettrica funziona da generatore frenando il turbocompressore e accumulando energia in più proveniente dalla turbina. Questo accade anche quando sono all'80 e 60 % del pieno carico. Sotto il 60 % l'unità di controllo del motore (ECU - Engine Control Unit) passa a un classico controllo farfallato. In queste condizioni l'energia proveniente dai gas di scarico crolla e quindi l'ETC ne recupera poca senza influenzare i consumi. Quindi, in condizioni maggiori al 60 % del carico massimo, vi sono significative riduzioni di consumo di combustibile a ogni velocità angolare del motore termico, al di sotto sono trascurabili.

Nel motore CI i benefici sono simili, l'unica differenza è data dalla tipologia di turbina (VGT) che permette di controllare la contropressione allo scarico.

Infine, si noti che, ad alti carichi e velocità del motore SI, la macchina elettrica permette di avere una riduzione del consumo di combustibile (BSFC) fino al 4 %. Assorbendo potenza elettrica dalla batteria, l'ETC estende anche il campo di sovralimentazione a velocità minori del motore e riduce il turbo lag. Invece, quando si è sotto al 60 % del carico massimo, si hanno solo riduzioni trascurabili del BSFC.

Per quanto riguarda il motore CI, l'ETC porta a una riduzione massima del BSFC circa del 6 % a 4000 rpm e a metà carico. Miglioramenti trascurabili si hanno invece sotto i 2000 rpm, principalmente dovuti alla capacità della VGT di sfruttare l'entalpia dei gas di scarico senza intaccare la contropressione allo scarico del motore

termico. Nel complesso, nel motore CI, a pieno carico e a 4000 rpm, l'ETC recupera una potenza di 4 kW, mentre nel motore SI la potenza recuperata è di 1.5 kW. È importante mettere in evidenza come questi risultati siano stati ottenuti in condizioni stazionarie, trascurando la richiesta di energia da parte di ausiliari, alternatore, converter, batteria e anche gli effetti dei cicli guida.

## 1.6 Turbocompressore assistito elettricamente

Negli ultimi anni le ricerche sviluppate nel campo dell'industria automobilistica si sono focalizzate sulla riduzione della CO<sub>2</sub> e degli inquinanti principali. In questo scenario sono stati introdotti il concetto di: downsizing, stop/start e ibridizzazione. Tra i sistemi di ibridizzazione vi è una soluzione che riguarda l'uso di un turbocompressore elettrificato (ETC) implementato nelle autovetture [19]. Il sistema analizzato è caratterizzato da una macchina elettrica accoppiata all'albero del turbocompressore, questa può funzionare sia da motore che da generatore. Nel primo caso assiste il compressore riducendo il turbo-lag, nel secondo invece immagazzina l'energia in eccesso, passante dalla turbina, per alimentare gli ausiliari dell'autovettura. Un inverter e una batteria sono collegati alla macchina elettrica per immagazzinare quest'energia in eccesso. Per ottenere migliori benefici in termini di consumo sono state implementate due strategie di controllo: una a bassi carichi e una a pieno carico dove l'MGU (motor generator unit) opera in condizioni di generatore. Gli studi, però, sono stati effettuati solo per la modalità generatore, nella quale il lavoro meccanico in eccesso della turbina viene recuperato e convertito in energia elettrica che alimenta la batteria. I benefici dell'ETC sono fortemente dipendenti dalle strategie di controllo applicate all'MGU, a loro volta legate alle richieste di energia degli ausiliari dell'autoveicolo. Uno svantaggio di questo dispositivo è l'aumento della contropressione allo scarico del motore termico che limita la potenza recuperabile dalla macchina elettrica. Infatti, l'alternatore è controllato abilitandolo ad alti o a bassi carichi del motore termico a seconda del fatto che si stia analizzando la fase urbana o extraurbana dei cicli guida, tenendo conto che c'è un massimo di energia recuperabile dal generatore (1 kW). Dall'analisi effettuata si è ottenuta una riduzione della CO<sub>2</sub> circa del 5 % seguendo i cicli guida NEDC e WLTC. La macchina elettrica può recuperare potenza dalla turbina finché la velocità del turbo è superiore ai 30000 rpm, a cui corrisponde una condizione ad alti carichi del motore termico.

Un altro vantaggio dell'ETC è legato alla possibilità di eliminare l'utilizzo della wastegate (WG) in modo tale da non sprecare i gas di scarico in eccesso che attraversano la turbina. All'Università di Bath [20] è stato verificato che con l'utilizzo di un turbocompressore elettrificato si può raggiungere o superare la massima potenza del motore base (con turbo tradizionale). Questo è stato ottenuto sopprimendo la wastegate e aumentando le dimensioni della turbina del 30 % in modo che la contropressione allo scarico non superasse il suo limite. I risultati hanno dimostrato

che l'energia recuperabile è superiore ai 10 kW quando si è a medie o alte velocità del motore termico. Una turbina di grandi dimensioni, però, porta a basse prestazioni in condizioni di velocità e carichi minori. Nel caso in cui le potenze e i carichi del motore fossero bassi, sarebbe meglio ridurre la dimensione della turbina originale perché richiederebbe meno potenza. In questo caso però, dal momento che la contropressione allo scarico aumenterebbe, la WG viene utilizzata per ridurla.

Per analizzare gli effetti del turbocompound sul motore è stata fatta una simulazione su un motore diesel da 2L [21]. Per simulare una variazione di sezione all'uscita del motore termico è stato posto un ugello allo scarico le cui dimensioni della sezione di ingresso sono state variate in modo tale da rappresentare la sensibilità del motore alla contropressione allo scarico. Dalle simulazioni si nota un guadagno in termini di energia in condizioni di medio o alto carico e velocità, mentre una perdita in condizioni urbane.

Uno studio condotto in collaborazione tra l'Università di Pisa e quella di Genova ha portato a valutare i benefici di un ETC in un motore SI (spark-ignition) a due cilindri ( $900\text{ cm}^3$ ) [23]. La possibilità di accoppiare un turbocompressore elettrico permette di estendere la regione di sovralimentazione a velocità minori del motore termico e permette anche di ridurre il turbo-lag.

Un altro beneficio potrebbe essere quello di recuperare energia dai gas di scarico, ma ha effetti meno importanti rispetto ai benefici precedenti.

Per effettuare questi studi sono state implementate mappe di flusso in un software 1D per scegliere il miglior compromesso tra recupero di energia dai gas di scarico e penalità dovute alla contropressione allo scarico. Nell'architettura del veicolo il sistema elettrico a 12 V è stato mantenuto invariato. L'alternatore è accoppiato al motore e si interfaccia alla rete a corrente continua attraverso un convertitore, per permettere di convertire l'energia elettrica proveniente dall'ETC in energia meccanica. L'alternatore andrebbe a gestire l'energia che è in eccesso rispetto a quella che viene assorbita dagli ausiliari, energia elettrica che proviene dall'ETC.

In questo sistema sono stati confrontati due modelli di motore termico: uno collegato al classico turbocompressore dotato di valvola waste-gate e l'altro collegato a un turbocompressore senza waste-gate e con l'ETC accoppiato sull'albero del turbocompressore stesso.

Le prime simulazioni sono state condotte in condizioni operative stazionarie del motore: 2000 rpm, 1.7 bar di pressione di sovralimentazione e 14.5 di A/F (air/fuel). Nel caso del sistema semplice, senza ETC, la turbina originale è progettata per alimentare il compressore, mentre nel sistema con l'ETC la turbina produce energia extra che alimenta anche la macchina elettrica. L'efficienza migliore è stata ottenuta nel secondo sistema generando una potenza elettrica di 0.5 kW.

Ad ogni modo, rispetto al sistema semplice, con l'ETC aumentano le contropressioni allo scarico e questo incide sul consumo (BSFC-brake specific fuel consumption).

Quindi, come primi risultati, l'applicazione dell'ETC risulta essere sostenibile solo

se l'obiettivo è quello di estendere la regione di sovralimentazione a velocità minori dell'ICE (internal combustion engine) e di ridurre il turbo-lag. Nel sistema dotato di ETC, la dimensione della turbina è maggiore in modo da ridurre la sovrappressione allo scarico. A bassi regimi dell'ICE la turbina non riesce a fornire abbastanza energia al compressore che sarà quindi supportato anche dalla macchina elettrica. Dalle simulazioni si nota come la potenza totale del sistema elettrificato rispetto a quello base aumenti all'aumentare dei regimi di rotazione dell'ICE, questo perché aumentano i gas di scarico che forniscono una potenza extra accumulata dalla macchina elettrica che alimenta il turbocompressore. Quando si è a pieno carico, sotto a 2500 rpm, la macchina elettrica funziona da motore e alimenta il compressore per raggiungere la pressione di sovralimentazione. Sopra i 2500 rpm, la macchina elettrica funziona da generatore e "frenando" il turbocompressore accumula l'energia in più proveniente dai gas di scarico che attraversano la turbina. All'80% e 60% del carico la macchina elettrica accumula sempre energia proveniente dalla turbina. Sotto al 60% del carico si passa dal controllo sulla pressione di sovralimentazione alla classica aspirazione farfallata. In queste condizioni si recupera poca energia nell'ETC. Si noti come sopra al 60% del carico si ottengono significative riduzioni dell'BSFC ad ogni regime del motore termico. Nelle condizioni di aspirazione naturale (sotto al 60% del carico), ci sono soltanto miglioramenti trascurabili.

Dopo una prima analisi incentrata sul turbocompressore, lo studio ha messo in evidenza anche gli effetti sull'intero sistema del veicolo, andando a simulare il comportamento del veicolo stesso. In questo modo sono state fatte anche valutazioni in transitorio. Sul ciclo NEDC, in condizioni urbane e extra-urbane, sono state confrontate due tipologie di veicolo: una medio piccola e una topclass media. Si noti che a pieno carico dell'ICE, in fase di accelerazione, l'ETC lavora come generatore producendo energia elettrica, mentre durante le frenate e in condizioni di minimo lavora come motore per mantenere la velocità del turbocompressore al valore richiesto. Di conseguenza, i benefici in termini di consumo si hanno in condizioni extra-urbane nel veicolo di taglia maggiore, nel quale viene generata più potenza.

Complessivamente, però, non si hanno grandi benefici per il BSFC e, pertanto, il dispositivo viene preso in considerazione maggiormente per la capacità di ridurre il turbo-lag ed estendere il campo di sovralimentazione.

## Capitolo 2

### Descrizione del modello

Per analizzare qualsiasi tipo di sistema è necessario effettuare preliminarmente delle simulazioni numeriche. In questo modo si individuano le criticità che si potrebbero avere nel caso in cui il sistema fosse sottoposto a simulazioni sperimentali, come ad esempio quelle che vengono effettuate sui banchi prova.

Un sistema come quello del turbocompressore elettrificato necessita di essere studiato attraverso un programma che consenta di far interagire componenti termiche, meccaniche, elettroniche e così via. Infatti, il sistema che si vuole studiare comprende: una parte termica legata principalmente al motore (ICE) e al turbocompressore, una parte meccanica come l'albero del turbocompressore e una parte elettronica che permette di gestire tutto il sistema per rappresentare al meglio le condizioni reali o ideali. Nel momento in cui si vanno a studiare sistemi legati al motore termico, si possono effettuare analisi su diversi campi, ognuno dei quali si specializza più su una cosa che su un'altra. Gli argomenti di studio più diffusi sono solitamente legati alla combustione, detonazione, alzata delle valvole, moto del flusso all'ingresso del motore ecc. e si effettuano considerazioni fluidodinamiche, meccanico-strutturali, termiche ecc.

Nel caso della presente tesi, però, si vuole analizzare l'efficienza di un intero sistema che non coinvolge solamente il motore termico, ma anche la parte di sovralimentazione. Per questo motivo è stato necessario utilizzare un software che permettesse di integrare al meglio i vari componenti nel modo più semplice e intuitivo. La scelta, inoltre, è basata anche sulla tempistica delle simulazioni per tenerla più bassa possibile.

Quindi, per rappresentare al meglio questo sistema, è stato utilizzato il software Simcenter Amesim in cui sono presenti diverse librerie per ogni applicazione (meccanica, elettronica, motoristica, idraulica ecc.). La libreria usata è "IFPEngine" divisa in varie applicazioni: "Base Configuration (IFP-Engine only)", "Engine design & performance analysis", "Stop & Start Application", "Application of Mean Value Engine Models", "Actuator models and controllers" e "Full powertrain models with Controls for MiL / SiL / HiL Applications". Di queste applicazioni è stata presa

in considerazione la demo "Gasoline engine (MVEM) with an electric supercharger" presente nella sezione "Application of Mean Value Engine Models".

Nei paragrafi successivi andremo a descrivere il modello base e un modello modificato che serve per lo studio del turbocompressore elettrificato.

## 2.1 Modello di base

La demo "Gasoline engine (MVEM) with an electric supercharger" rappresenta un sistema di sovralimentazione con un compressore elettrificato in serie al turbocompressore. È suddivisa in due parti: modello (figura 2.1) e controllo che lo gestisce (figura 2.2). Qui di seguito andremo a descrivere entrambe le parti nelle loro funzionalità.

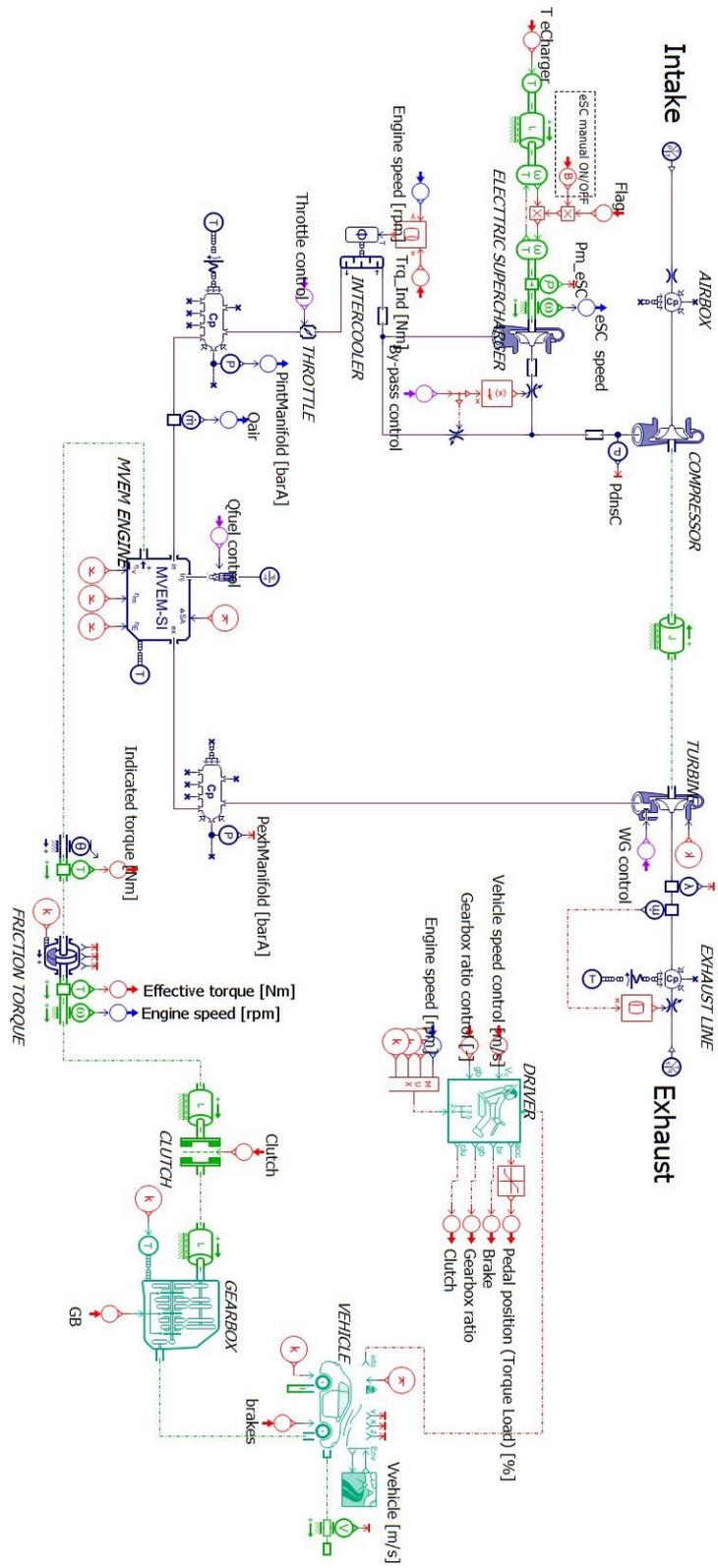


Figura 2.1: Schema funzionale del modello originale.

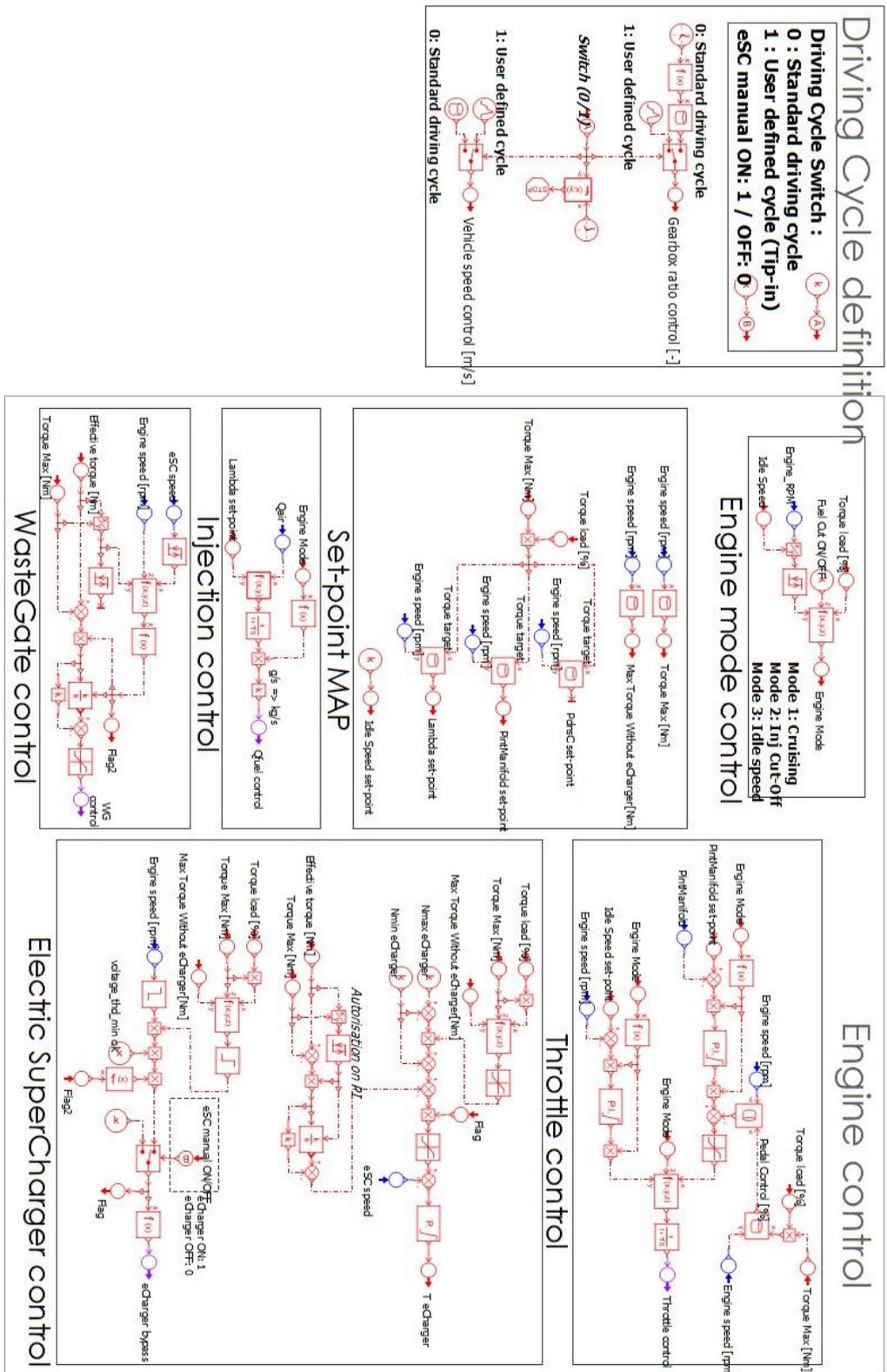


Figura 2.2: Logica di controllo del modello originale.

### 2.1.1 Modello

Il sistema è formato da sottomodelli che rappresentano le funzionalità dei diversi dispositivi che lo caratterizzano. I sottomodelli principali sono: compressore, valvola a farfalla, motore termico (MVEM), wastegate (WG) e turbina.

Le condizioni ambiente relative all'aspirazione del compressore sono rappresentate in figura 2.3.

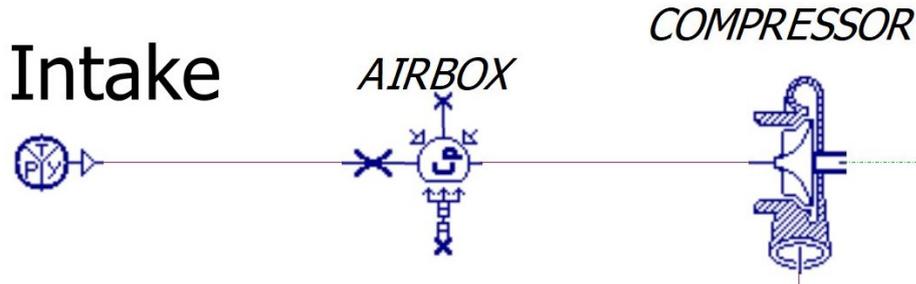


Figura 2.3: Sottomodello: aspirazione compressore.

Il compressore aspira aria dal sottomodello che simula le condizioni ambiente (intake), l'aria prima di arrivare al compressore passa attraverso un filtro (airbox), poi viene compressa e arriva all'intercooler in cui si refrigera. L'intercooler riceve una richiesta di temperatura di uscita, tramite una tabella che ha come input velocità del motore termico e coppia indicata. Nel momento in cui l'aria è refrigerata, arriva a monte della valvola a farfalla che ne regola la pressione attraverso la sua apertura (analizzata meglio nella sezione dei controlli). Una volta che esce dalla valvola a farfalla, arriva nel condotto di aspirazione del motore termico che genera un segnale di pressione necessario per i controlli (vedi figura 2.4).

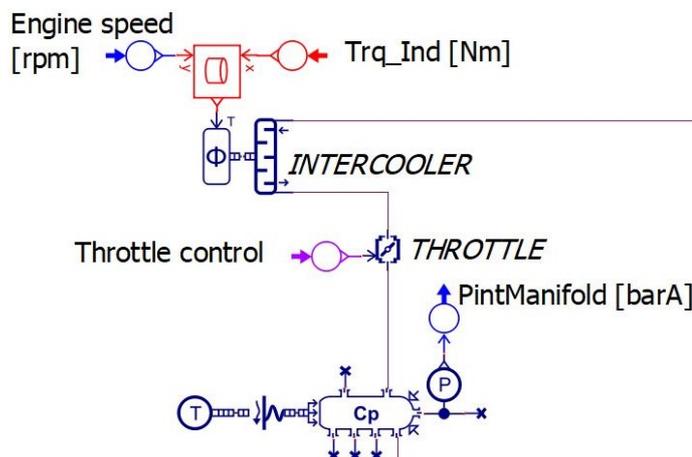


Figura 2.4: Sottomodello: refrigeratore, valvola a farfalla e condotto di aspirazione.

All'uscita del condotto di aspirazione viene misurata la portata d'aria per poter regolare la portata di combustibile da iniettare nel motore termico. Il motore termico genera una certa quantità di calore dovuta alla combustione ( $dQ_{comb}$ ), divisa in percentuali diverse che rappresentano: la somma della potenza indicata ( $P_{ind}$ ) e delle perdite di pompaggio ( $W_{pump}$ ), la potenza allo scarico ( $P_{exh}$ ) e la potenza persa per scambi termici ( $P_{ther}$ ), tutte espresse in W.

$$E_{ind} = \eta_{ind} * dQ_{comb}; \quad (2.1)$$

$$E_{ind} = P_{ind} + W_{pump}; \quad (2.2)$$

$$W_{pump} = \frac{\omega_m * C * (p_{out} - p_{in}) * 0.1}{120} \quad (2.3)$$

Le perdite di pompaggio dipendono dalla velocità angolare del motore termico  $\omega_m$  in rpm, dalla cilindrata in  $cm^3$  e dalla differenza di pressione tra scarico e aspirazione del motore termico ( $p_{out}-p_{in}$ ) in barA.

All'uscita del motore termico ci sono due ramificazioni nel modello rappresentato: una tira fuori la  $P_{exh}$  che arriva nel condotto di scarico, l'altra tira fuori la  $P_{ind}$  a cui vengono sottratti gli attriti ( $P_{fr}$ ) per calcolare la potenza effettiva ( $P_{eff}$ ).

$$P_{eff} = P_{ind} - P_{fr} \quad (2.4)$$

Dividendo la potenza al freno per la  $\omega_m$  si ottiene la coppia al freno o effettiva (vedi figura 2.5).

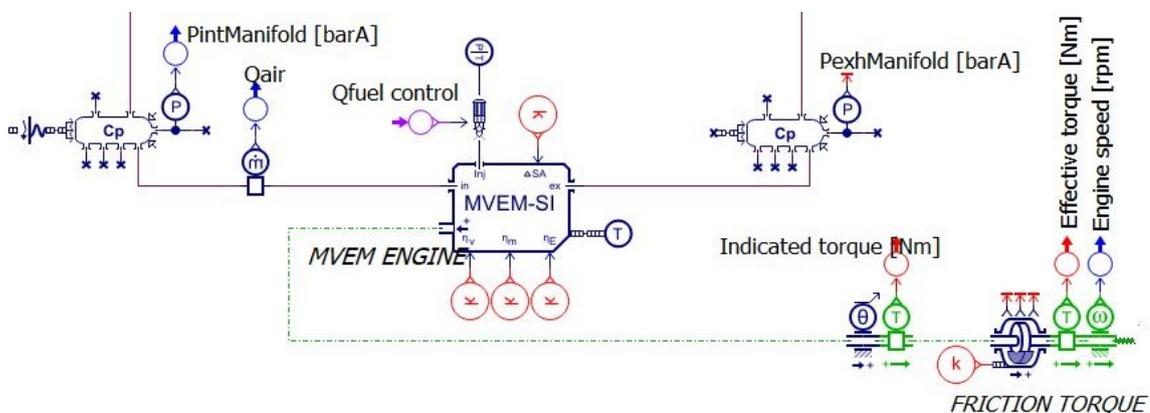


Figura 2.5: Sottomodello: condotto di aspirazione, ICE, condotto di scarico, attriti.

La potenza scaricata coincide con la potenza all'ingresso della turbina ed è quella che alimenta il sistema di sovralimentazione, quindi le condizioni di valle del motore corrispondono a quelle di monte della turbina. La turbina, comprimendo i gas di scarico, genera una certa potenza che alimenta il compressore; la potenza se è in eccesso fuoriesce dalla wastegate. Quindi, la potenza meccanica della turbina è

pari a quella del compressore più quella dovuta agli attriti presenti sull'albero del turbocompressore.

$$P_{turb} = P_{comp} + P_{frict} \quad (2.5)$$

Infine, in figura 2.6, si noti la sezione relativa alla simulazione di guida dove sono presenti sottomodelli che rappresentano il guidatore, il veicolo e il cambio. Il guidatore riceve come input il profilo di velocità lineare e cambio marcia proveniente dal ciclo guida e la velocità angolare del motore termico; a sua volta genera come output la posizione del pedale, il profilo di frenata, il profilo reale di cambio marcia e il segnale per la frizione utili per i sottomodelli in basso (veicolo, frizione e cambio).

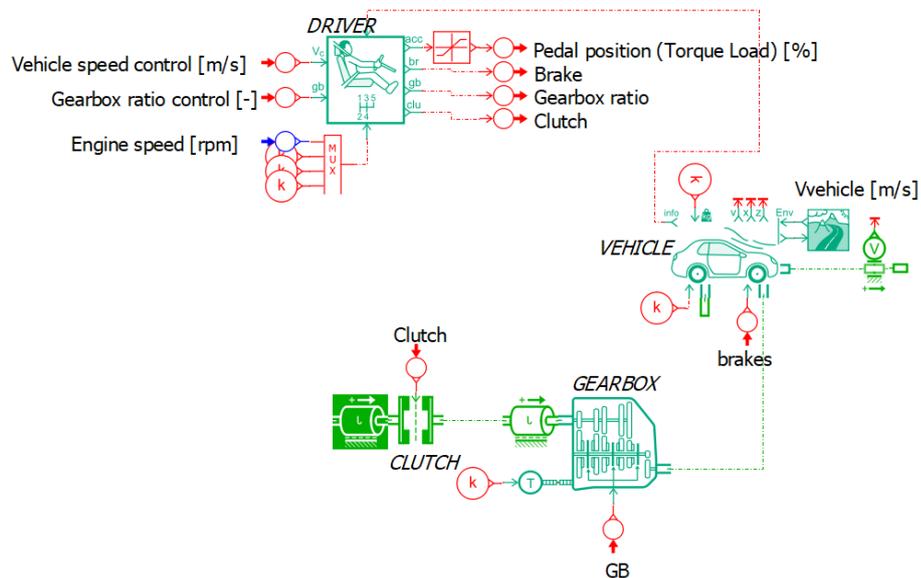


Figura 2.6: Sottomodello: guidatore, veicolo e cambio.

### 2.1.2 Logica di controllo

I sottomodelli, come detto in precedenza, sono regolati da una logica di controllo, la quale funziona nel seguente modo:

- la definizione del ciclo guida è la sezione che imposta il tipo di ciclo che si vuole utilizzare e attiva o meno il compressore elettrificato in serie (eSC). Attraverso gli input mandati da questi controlli si generano il profilo di cambio marcia e la velocità lineare che deve seguire il veicolo (vedi figura 2.7);
- la mappa di set-point permette di tirare fuori dalla velocità angolare del motore termico ( $\omega_m$ ) la coppia massima, che, insieme a  $\omega_m$ , va a generare la pressione di settaggio all'aspirazione del motore (PintManifold set-point) e la dosatura (Lambda set-point);

# Driving Cycle definition

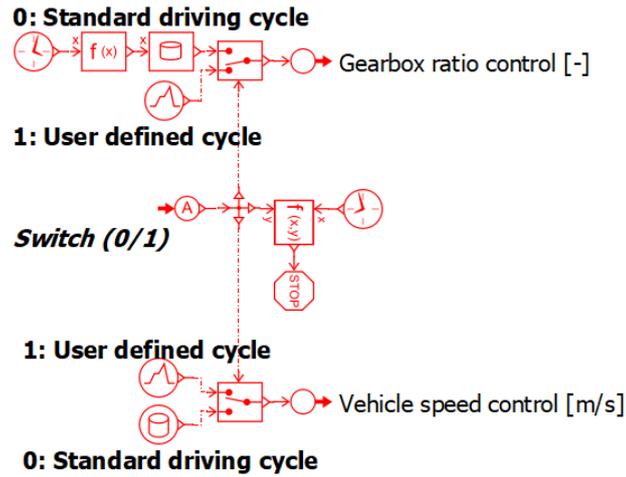
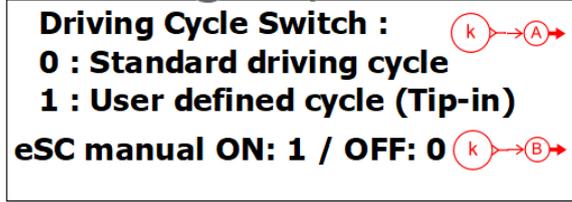


Figura 2.7: Controllo sulla definizione del ciclo guida.

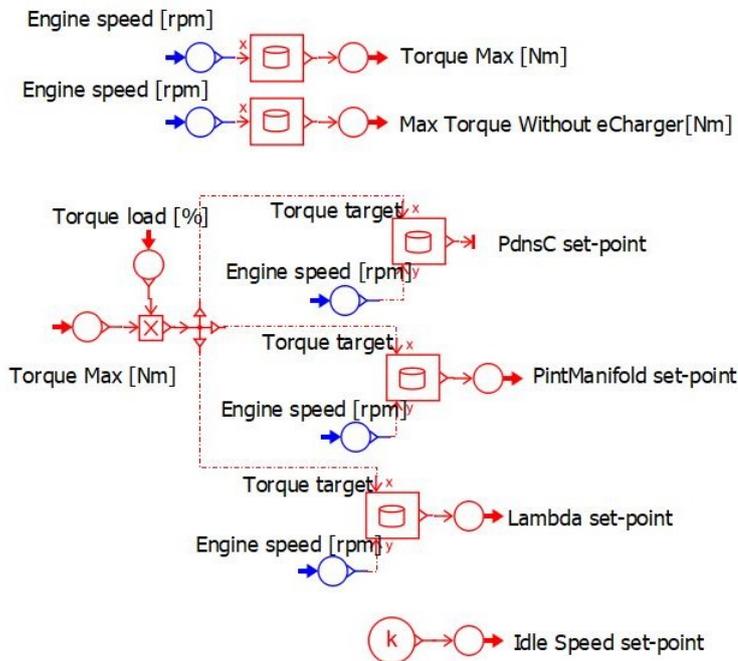


Figura 2.8: Set-point Map.

- il controllo di iniezione (fig.2.9) tira fuori la portata di combustibile attraverso una funzione che ha come input la dosatura e la portata d'aria (rilevata tramite un sensore);

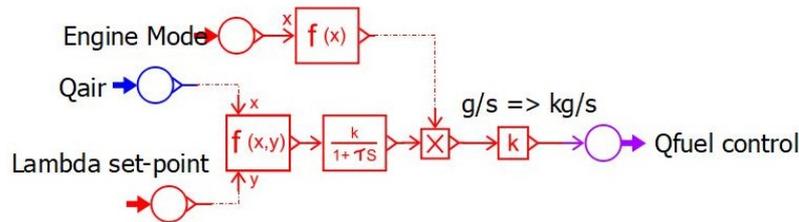


Figura 2.9: Controllo iniezione.

- il controllo della wastegate è regolato dal rapporto tra coppia massima ( $T_{max}$ ) ed effettiva ( $T_{eff}$ ) che fa da on/off per l'integrazione. Per ottenere il valore dell'apertura in percentuale della wastegate si integra l'errore tra le due coppie che viene eventualmente saturato (vedi Fig.2.10). Nel momento in cui  $y$  è minore di 0.95 e/o  $x$  ( $\omega_m$ ) è maggiore di 5000 rpm la WG si chiude.

$$y = \frac{T_{eff}}{T_{max}} \quad (2.6)$$

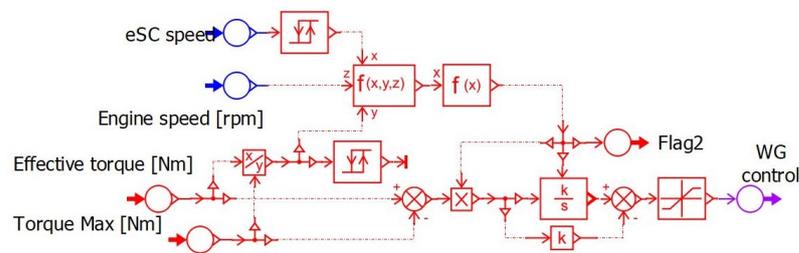


Figura 2.10: Controllo wastegate.

- l'apertura della valvola a farfalla è regolata dall'errore dato dalla differenza tra la pressione richiesta (PintManfold set-point) meno quella effettiva (PintManifold) all'ingresso del compressore (vedo Fig. 2.11). L'errore è sommato a un altro parametro, ottenuto dall'unione di due mappe del motore a cui vanno in ingresso la percentuale del carico in termini di coppia (Torque target) e la velocità angolare del motore ( $\omega_m$ ). Questi due parametri generano singolarmente delle percentuali di apertura della farfalla che si sommano tra loro. La somma è l'input del saturatore a cui segue una funzione di trasferimento del primo ordine.

La pressione richiesta è generata da una mappa del motore che riceve in ingresso la velocità angolare del motore stesso e la coppia richiesta (vedi 2.8).

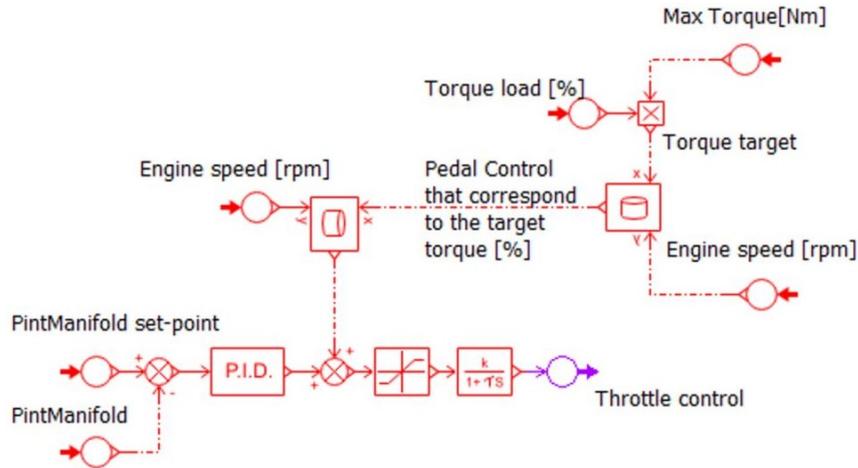


Figura 2.11: Controllo farfalla.

## 2.2 Modello modificato

Nel caso della presente tesi, per le analisi da effettuare è necessaria la presenza di una macchina elettrica (EM - electric machine) sull'albero del turbocompressore.

### 2.2.1 Modello

Per rappresentare la EM è stato necessario modificare il modello. Nella figura 2.12 si noti come all'albero del turbocompressore siano stati aggiunti ulteriori componenti che permettono di rappresentare un segnale di coppia da mandare all'albero. Quindi nel bilancio di potenze del turbocompressore si può considerare la potenza della turbina ( $P_{turb}$ ) pari alla somma della potenza del compressore ( $P_{comp}$ ), più quella della macchina elettrica ( $P_{el}$ ), più quella dovuta agli attriti dell'albero ( $P_{frict}$ ).

$$P_{turb} = P_{comp} + P_{el} + P_{frict} \quad (2.7)$$

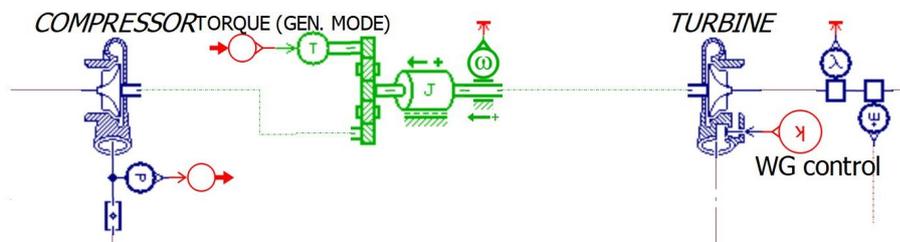


Figura 2.12: Macchina elettrica.



## 2.2.2 Logica di controllo

Il controllo, inizialmente, è stato mantenuto invariato aggiungendo soltanto una costante che permettesse di impostare un valore di coppia per la macchina elettrica ( $T_{EMG}$ ). Come primo passo sono stati analizzati i vari parametri del sistema all'aumentare della coppia applicata alla  $T_{EMG}$ , mantenendo il controllo della wastegate (WG) attivo. Dal momento che dopo un certo valore di  $T_{EMG}$  la WG si chiude, sono stati identificati tre intervalli principali che si distinguono in base ai valori della coppia applicata alla macchina elettrica:

- WG aperta e controllo della farfalla non saturato;
- WG chiusa e controllo della farfalla non saturato;
- WG chiusa e controllo della farfalla saturato.

Il problema di questa tipologia di controllo è l'impossibilità di lavorare a coppia di carico richiesta per valori ragionevoli di  $T_{EMG}$ . Di fatti, questo tipo di approccio non consente di lavorare rispettando le richieste di coppia del motore termico ( $T_{target}$ ) che sono date dal prodotto tra coppia massima ( $T_{max}$ ) e percentuale di carico ( $T_{load}$ ).

$$T_{target} = T_{max} * T_{load} \quad (2.8)$$

Per questo motivo sono stati modificati i controlli della WG, della farfalla e della  $T_{EMG}$ .

Dal momento che con il precedente controllo la WG si chiude per bassi valori di  $T_{EMG}$ , allora si è pensato di chiudere completamente la WG disattivando il segnale. In questo modo tutta la potenza che arriva alla turbina viene trasferita al compressore o alla macchina elettrica. La farfalla e la coppia alla macchina elettrica, invece, hanno subito un cambiamento nel controllo. L'idea di base è stata quella di fare in modo che, a pieno carico controllando la  $T_{EMG}$ , la pressione in uscita dal compressore ( $p_{out,c}$ ) fosse uguale a quella richiesta all'ingresso del motore termico ( $p_{set\ point}$ ), in modo tale che non venisse laminata aria in eccesso dalla farfalla. In questo modo la differenza tra coppia richiesta ( $T_{target}$ ) e coppia al freno ( $T_{eff}$ ) è pari a zero con la farfalla completamente aperta. Nel momento in cui il carico diventa minore del 100%, allora interviene il controllo sulla farfalla che regola la sua apertura per permettere di ottenere una  $T_{eff}$  sempre pari a quella richiesta. Per capire più nel dettaglio come funziona il sistema si faccia riferimento alle figure 2.15 e 2.16.

Nella figura 2.15 è rappresentato il controllo sulla coppia da applicare alla macchina elettrica. Come detto in precedenza, questa agisce sull'errore delle pressioni dato dalla pressione in uscita dal compressore meno quella richiesta dal motore termico (generata dalle look up tables, vedi 2.8). La pressione all'ingresso del motore termico, però, necessita di un gain per adattare la look up table al nuovo sistema. Questo gain è stato calcolato iterativamente facendo in modo che a pieno carico e con la

farfalla completamente aperta, le differenze di pressione e di coppia fossero nulle. Inoltre, per evitare che il compressore generasse dei rapporti di compressione inferiori a 1, è stato inserito un saturatore che imponga un valore minimo alla pressione richiesta dal motore termico. Questo valore è calcolato facendo riferimento prima alla pressione più alta possibile che si può ottenere all'aspirazione del compressore nel sistema originale, ma soprattutto cercando di tenere la potenza meccanica del compressore maggiore di 1 W. Regolata la pressione richiesta, si va a generare l'errore di pressione che viene mandato al controllore P.I. (proporzionale - integrativo). Dal P.I. viene fuori un valore di coppia saturato tra 0 e 0.6 Nm, in modo tale da studiare soltanto il funzionamento da generatore della macchina elettrica.

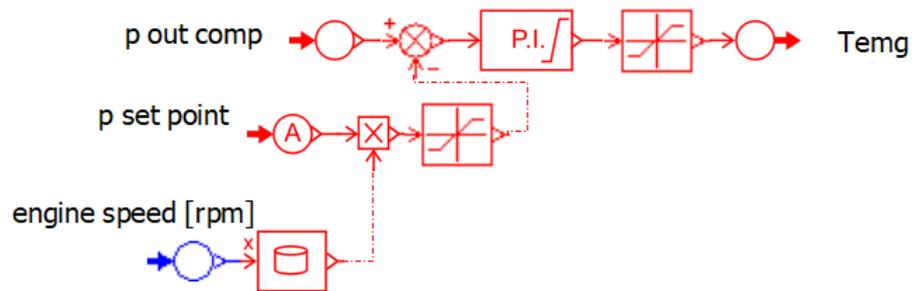


Figura 2.15: Controllo modificato sulla  $T_{EMG}$ .

In figura 2.16 è rappresentato il controllo modificato sulla valvola a farfalla. In questo caso l'errore tra coppia richiesta ( $T_{target}$ ) e coppia al freno ( $T_{eff}$ ) viene mandato al P.I. e genera un valore di apertura della valvola a farfalla. Questo valore è ovviamente saturato tra 0 e 100.

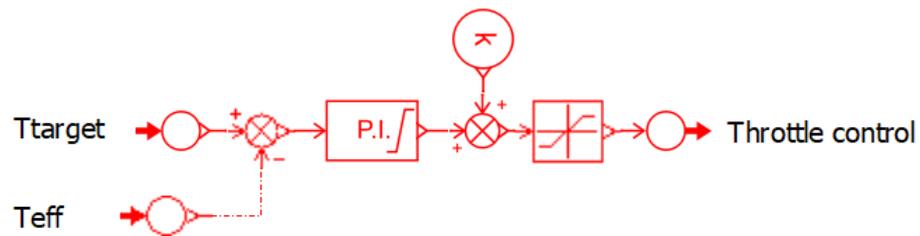


Figura 2.16: Controllo modificato sulla valvola a farfalla.

Le costanti integrative e di proporzionalità dei P.I. sono state calcolate iterativamente in modo tale che il sistema giungesse a convergenza.

# Capitolo 3

## Analisi

Nel capitolo precedente è stato illustrato il modello e il controllo utilizzato per lo studio da effettuare. In questa sezione, invece, si andranno ad analizzare i risultati ottenuti in termini di rendimento globale, potenze in gioco e altri parametri che sono necessari per caratterizzare il sistema. Inizialmente verranno presentate le differenze tra modello con la macchina elettrica e quello senza. Successivamente saranno analizzati altri aspetti che migliorano il modello.

Per l'analisi dei risultati il capitolo è stato diviso in 5 parti:

- Pieno carico
- Carico parziale
- Turbina modificata
- Accessori elettrificati
- Ciclo omologativo

### 3.1 Pieno carico

In questo paragrafo oltre alla presentazione dei risultati a pieno carico, l'intero sistema viene analizzato attraverso dei grafici significativi. L'analisi è stata effettuata su un ampio range di velocità angolari del motore termico.

Si parte analizzando l'andamento del rendimento globale (fig. 3.1) da cui poi verranno tirati fuori gli altri parametri che lo caratterizzano.

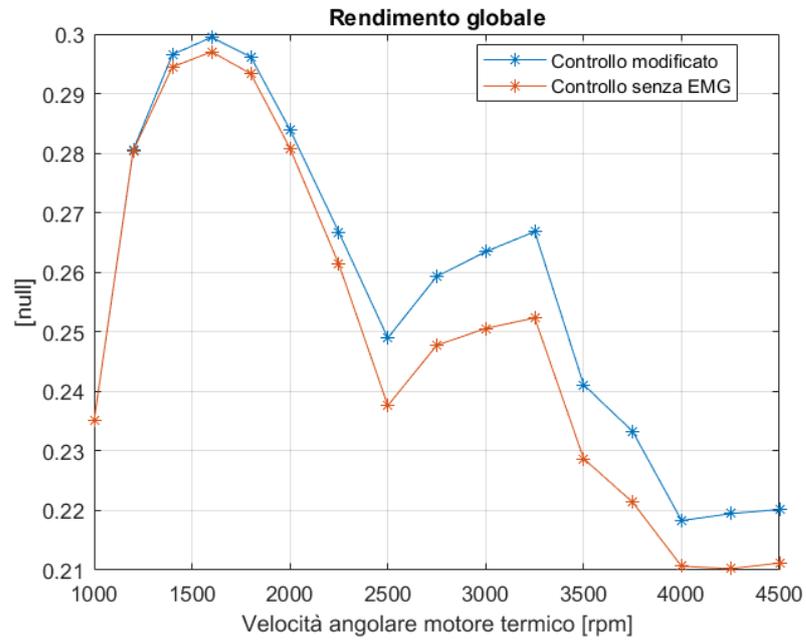


Figura 3.1: Rendimento globale a pieno carico.

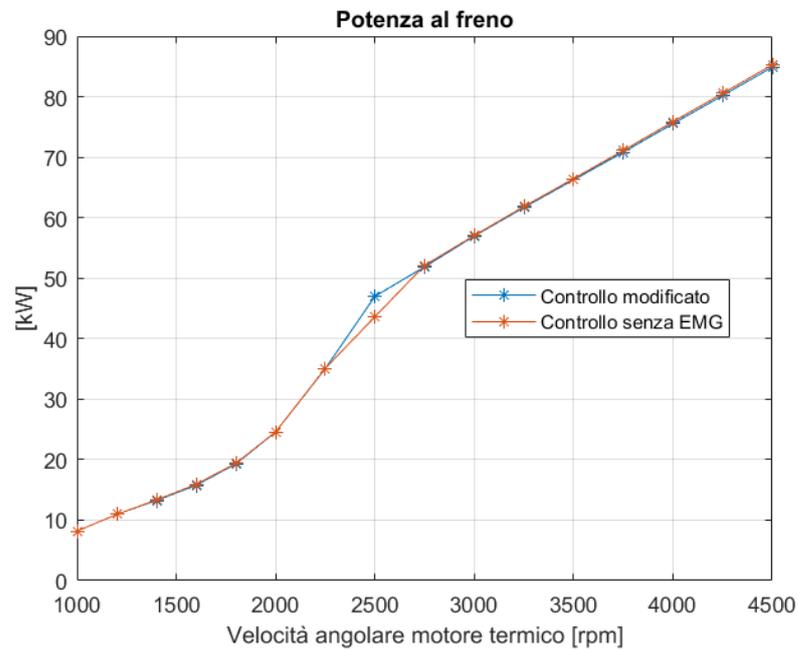


Figura 3.2: Potenza al freno a pieno carico.

In figura 3.1 si nota come dopo i 2225 rpm i rendimenti aumentino rispetto al sistema originale (Controllo senza EMG).

Il rendimento globale  $\eta_{gl}$  è dato dalla seguente formula (3.1):

$$\eta_{gl} = \frac{P_{br} + P_{el}}{\dot{m}_{fuel} * H_i} \quad (3.1)$$

$$P_{br} = P_{eff} - P_{acc} \quad (3.2)$$

$$P_{el} = T_{EMG} * \omega_{tc} \quad (3.3)$$

dove  $P_{br}$  (fig. 3.2) è la potenza al freno ed è pari alla differenza tra la potenza effettiva ( $P_{eff}$ ) e la potenza agli accessori ( $P_{acc}$ ); la  $P_{el}$  (fig. 3.3) è la potenza generata dalla macchina elettrica, quindi data dal prodotto tra la  $T_{EMG}$  in Nm e la velocità angolare del turbocompressore ( $\omega_{tc}$ ) in rad/s. Il denominatore (fig. 3.4), invece, è composto dal prodotto della portata di combustibile iniettata ( $\dot{m}_{fuel}$ ) in kg/s per il potere calorifico della benzina  $H_i$  supposto pari a 42700 kJ/kg.

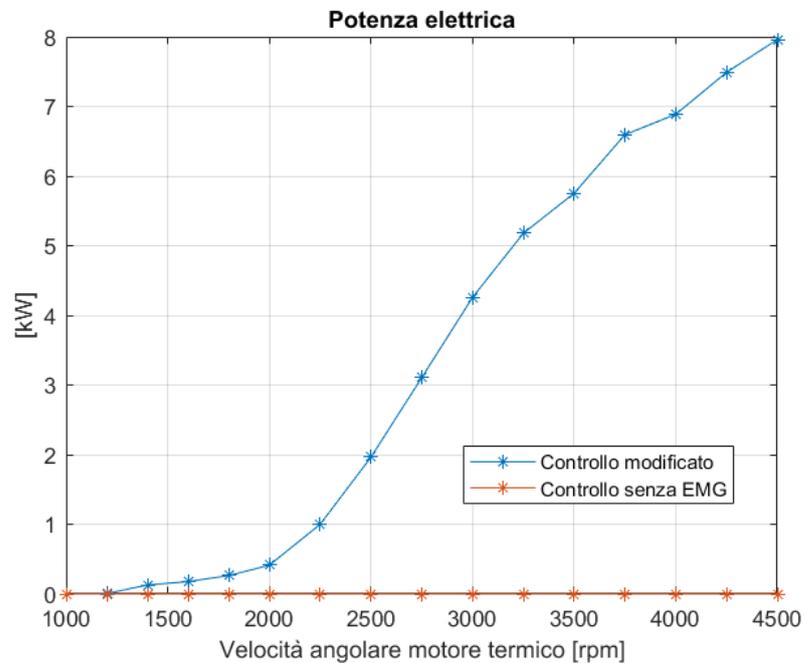


Figura 3.3: Potenza elettrica a pieno carico.

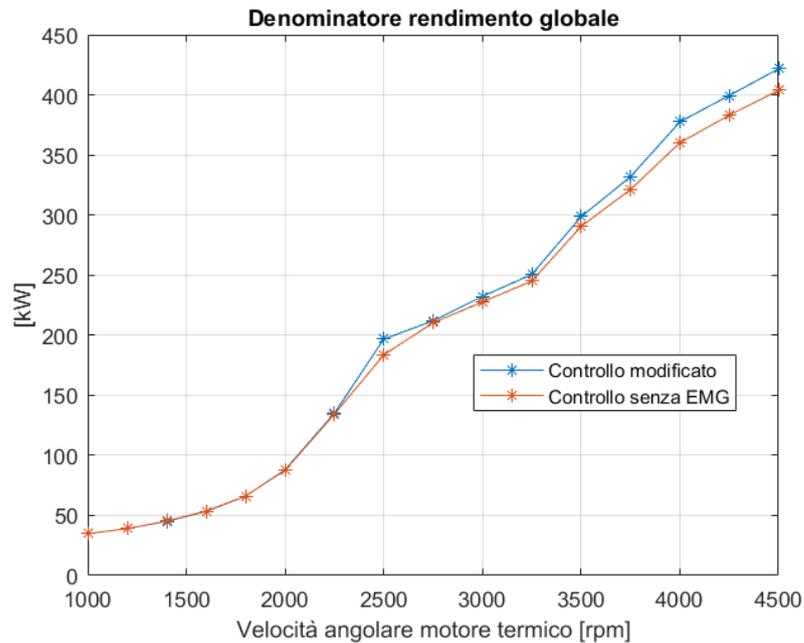


Figura 3.4: Denominatore rendimento globale a pieno carico.

Analizzando i grafici si nota che la potenza elettrica aumenta all'aumentare della  $\omega_m$  (fig. 3.3), la potenza al freno rimane uguale a quella del sistema originale (fig. 3.2) e la portata iniettata (o il denominatore del rendimento globale) aumenta rispetto al sistema originale (fig. 3.4). L'influenza dell'incremento della potenza elettrica, però, è maggiore rispetto all'aumento della portata iniettata e quindi si ha un aumento del rendimento globale.

La presenza della macchina elettrica incide sulla contropressione allo scarico, infatti, la pressione all'uscita del motore nel sistema modificato (fig. 3.5) aumenta così come le perdite di pompaggio (fig. 3.6). Le perdite di pompaggio influenzano la diminuzione del rendimento effettivo (3.4); in termini di rendimento globale, però, si è visto come la potenza elettrica generata possa risultare vantaggiosa rispetto agli svantaggi che pone la modifica del sistema.

$$\eta_{\text{eff}} = \frac{P_{\text{eff}}}{\dot{m}_{\text{fuel}} * H_i} \quad (3.4)$$

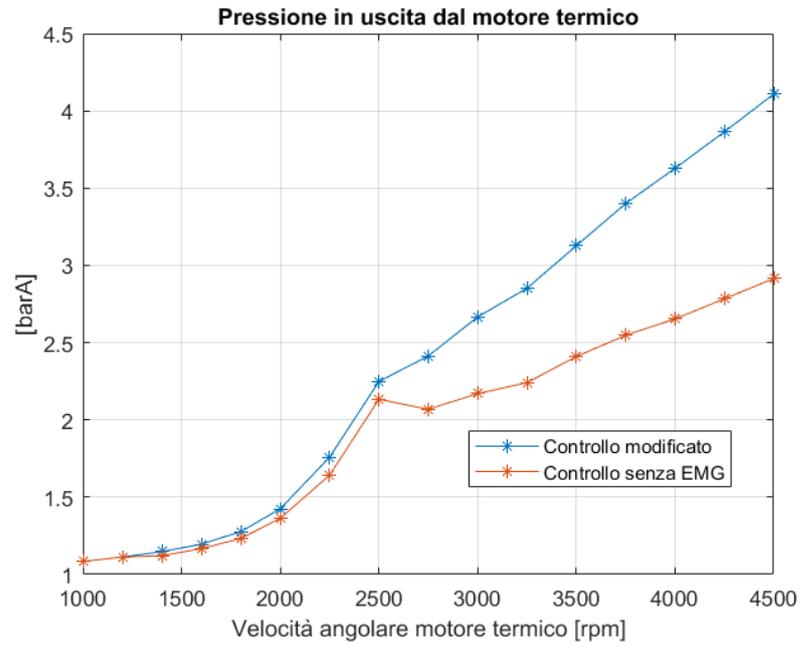


Figura 3.5: Contropressione allo scarico a pieno carico.

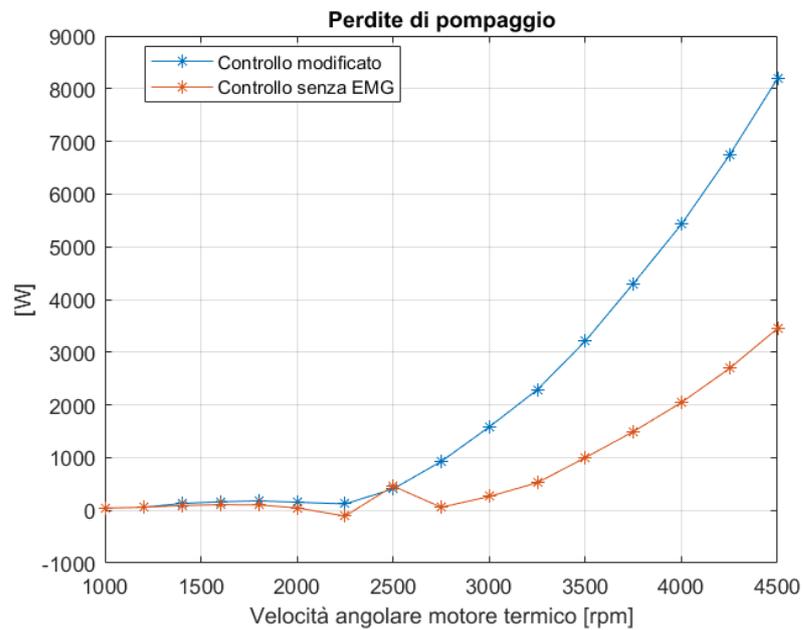


Figura 3.6: Perdite di pompaggio a pieno carico.

Questo sistema porta a un aumento della potenza agente sulla turbina rispetto al sistema originale (fig. 3.7), dato che la WG rimane chiusa, quindi la potenza in eccesso viene fornita alla macchina elettrica.

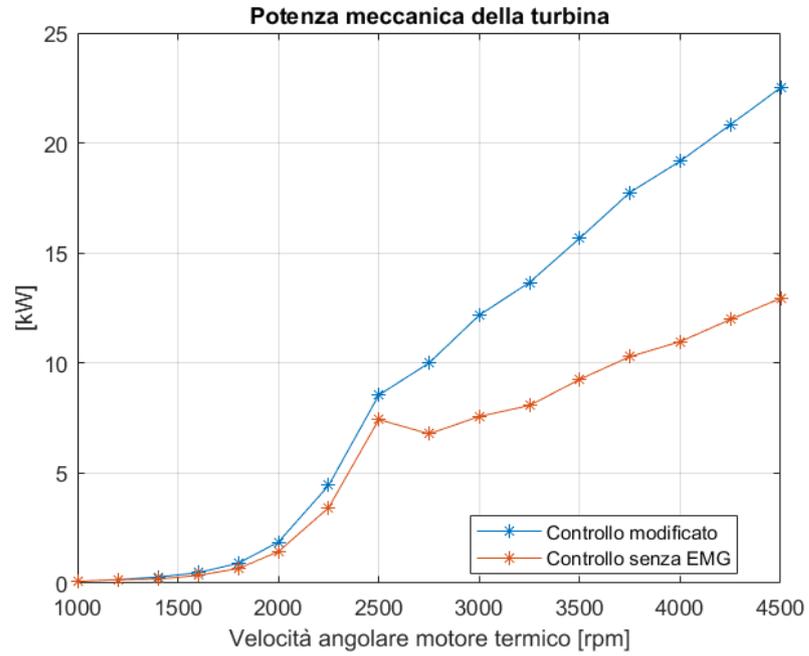


Figura 3.7: Potenza meccanica della turbina.

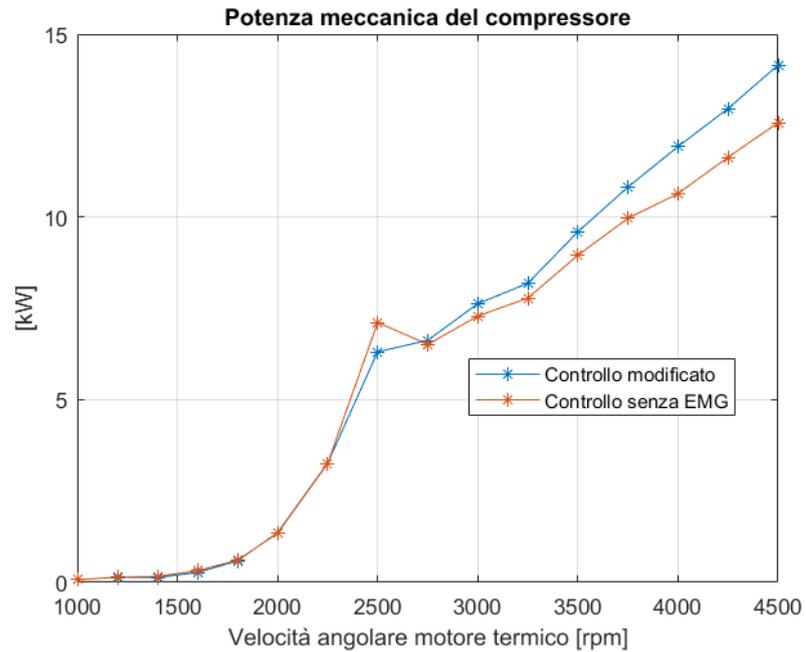


Figura 3.8: Potenza meccanica del compressore.

Dai 2750 rpm le perdite di pompaggio aumentano notevolmente rispetto al sistema originale, perciò la potenza scaricata dal motore ha lo stesso aumento così come la

potenza meccanica della turbina. Di conseguenza la maggior parte di questa potenza in eccesso viene recuperata dalla macchina elettrica in modalità generatore ( $P_{el}$ ), un'altra parte porta a un aumento delle perdite per attrito viscoso sull'albero del turbocompressore e la parte rimanente aumenta la potenza del compressore (fig. 3.8).

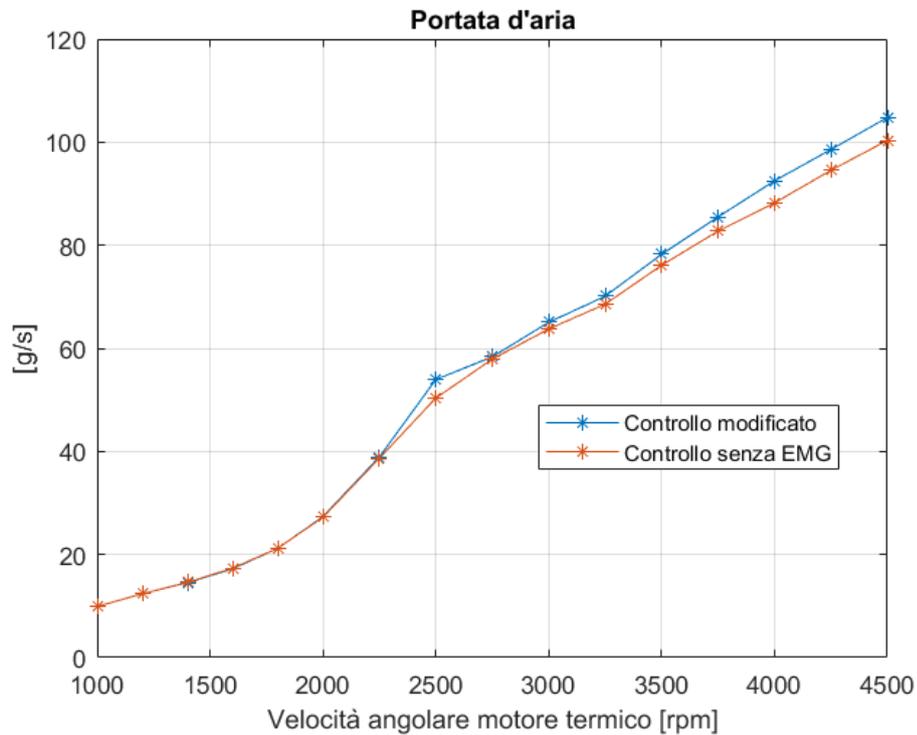


Figura 3.9: Portata d'aria all'aspirazione del motore termico.

L'aumento della potenza del compressore porta ovviamente a un lieve aumento della portata d'aria all'ingresso del motore (fig 3.9), anche perché nel sistema modificato la valvola a farfalla rimane sempre aperta a differenza del sistema originale (fig. 3.10). L'unico punto in cui la potenza meccanica del compressore è maggiore nel sistema originale rispetto a quello modificato è a 2500 rpm. Il motivo è legato all'apertura della valvola a farfalla che nel caso del sistema originale è pari al 10% (fig. 3.10), quindi, vuol dire che la maggior parte dell'aria mandata dal compressore viene laminata dalla farfalla. Infatti, andando poi ad analizzare la portata d'aria, questa rimane comunque minore anche per quel valore di  $\omega_m$ .

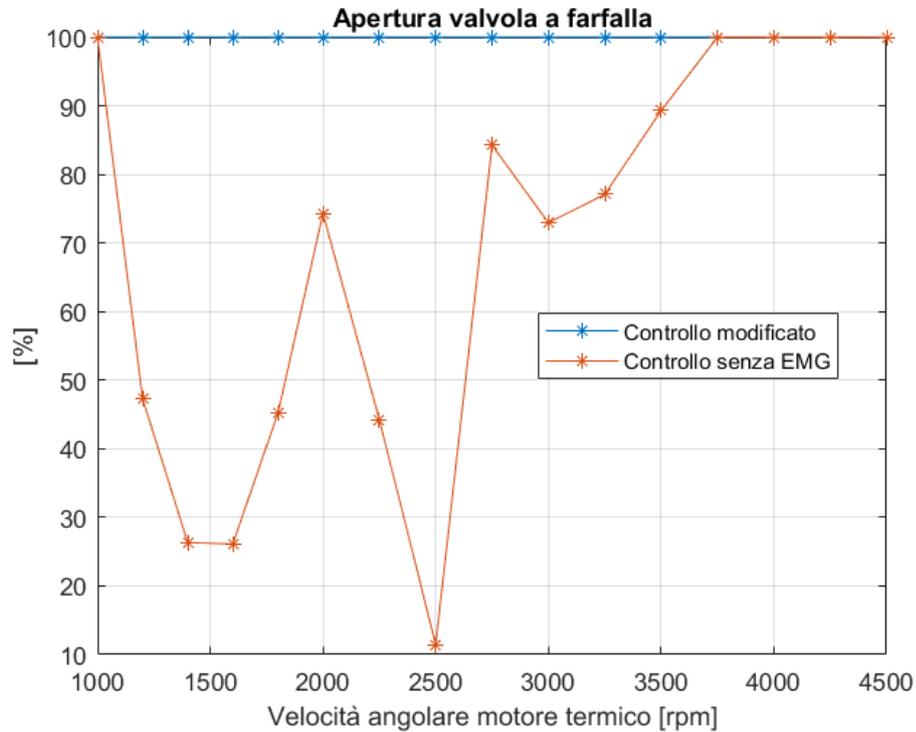


Figura 3.10: Apertura valvola a farfalla.

In tabella 3.1 sono rappresentati i punti di  $\omega_m$  e  $T_{\text{target}}$  con i quali sono state svolte le simulazioni. Ad ogni velocità angolare corrisponde una coppia richiesta a pieno carico. Sono stati confrontati il rendimento globale del sistema originale  $\eta_{\text{gl},o}$  con quello del sistema modificato  $\eta_{\text{gl},m}$ , tirando fuori la percentuale dell'incremento del rendimento globale ( $\text{Incr.}\eta_{\text{gl}}$ ). In tabella 3.2, invece, è rappresentata la coppia e la potenza elettrica e il confronto tra i rendimenti effettivi del motore termico del sistema originale ( $\eta_{\text{eff},o}$ ) e sistema modificato ( $\eta_{\text{eff},m}$ ).

Da un'analisi dei risultati si nota che il beneficio migliore in termini di incremento del rendimento globale si ha a 3250 rpm, nonostante il rendimento effettivo sia minore rispetto al sistema originale (a causa delle perdite di pompaggio). Invece, si può notare come per bassi valori di  $\omega_m$  ci siano pochi benefici in termini di rendimento globale, in quanto la potenza recuperata è nulla. Il motivo è dovuto al fatto che per bassi valori di potenze del motore termico, corrispondenti ai bassi regimi, la turbina non riceve energia a sufficienza da poter alimentare anche la macchina elettrica del turbocompressore oltre al compressore.

Tabella 3.1: Confronto tra rendimenti globali dei due sistemi.

$\omega_m$ [rpm]	$T_{\text{target}}$ [Nm]	$\eta_{\text{gl,o}}$	$\eta_{\text{gl,m}}$	Incr. $\eta_{\text{gl}}$ [%]
1000	90	0.235	0.235	0
1200	94	0.280	0.281	0.05
1400	97	0.294	0.297	0.71
1600	102	0.297	0.299	0.82
1800	110	0.293	0.296	0.96
2000	126	0.281	0.284	1.11
2250	160	0.261	0.267	2.06
2500	194	0.238	0.249	4.78
2750	194	0.248	0.259	4.67
3000	195	0.251	0.263	5.14
3250	195	0.252	0.267	5.74
3500	195	0.229	0.241	5.43
3750	195	0.221	0.233	5.37
4000	195	0.211	0.218	3.64
4250	195	0.210	0.219	4.40
4500	195	0.211	0.220	4.26

Tabella 3.2: Coppia elettrica, potenza elettrica e confronto tra rendimenti effettivi

$\omega_m$ [rpm]	$T_{EMG}$ [Nm]	$P_{el}$ [kW]	$\eta_{eff,o}$	$\eta_{eff,m}$
1000	0	0	0.254	0.254
1200	0	0	0.301	0.301
1400	0.03	0.13	0.316	0.315
1600	0.03	0.18	0.318	0.317
1800	0.04	0.26	0.315	0.313
2000	0.04	0.41	0.301	0.300
2250	0.07	1.00	0.280	0.278
2500	0.12	1.96	0.256	0.257
2750	0.18	3.10	0.266	0.263
3000	0.24	4.26	0.269	0.264
3250	0.29	5.18	0.271	0.265
3500	0.31	5.75	0.246	0.239
3750	0.35	6.59	0.238	0.230
4000	0.35	6.89	0.227	0.216
4250	0.38	7.49	0.227	0.217
4500	0.39	7.96	0.228	0.218

## 3.2 Carico parziale

L'attenzione in questo paragrafo verrà posta sui parametri che evidenziano il cambiamento del sistema nel momento in cui si passa al carico parziale. I risultati presentati qui di seguito fanno riferimento al 50% del carico, ma il discorso può essere ritenuto valido anche per percentuali di carico inferiori con le dovute riduzioni in termini di incremento dei rendimenti, potenze in gioco, ecc.

In primo piano si nota la diminuzione della potenza meccanica della turbina nel sistema modificato rispetto a quello originale (vedi fig. 3.11).

Dato che in questo caso si è a carico parziale, le potenze in gioco sono minori e, quindi, alla turbina non arriva portata in eccesso che potrebbe essere scaricata dalla WG. Infatti, nel sistema originale la WG è chiusa.

La potenza meccanica della turbina nel sistema modificato diminuisce perché quando la WG è aperta può recuperare l'energia sprecata, ma nel momento in cui la WG è chiusa per fornire energia alla macchina elettrica, deve perderne della propria. La diminuzione è più marcata dal momento in cui la potenza elettrica supera 1kW, intorno ai 2500 rpm (vedi fig. 3.12).

Ovviamente, questa differenza è più marcata nella potenza meccanica del compressore (fig. 3.13) perché viene ulteriormente frenata dalla macchina elettrica.

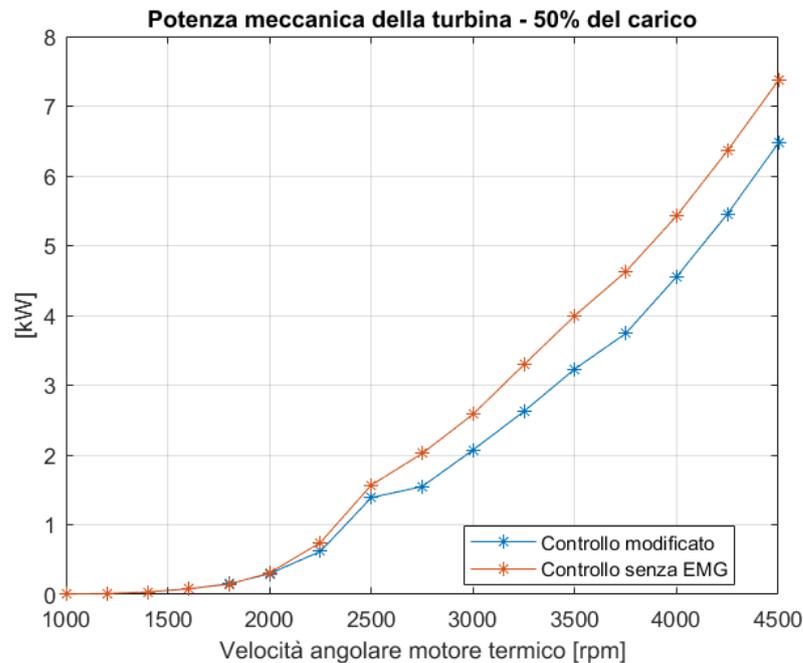


Figura 3.11: Potenza meccanica della turbina - 50% del carico.

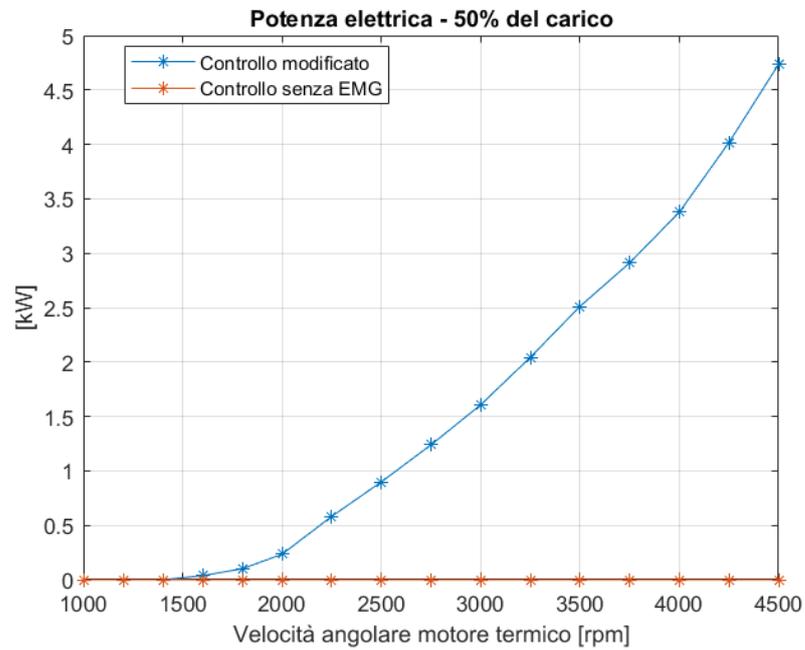


Figura 3.12: Potenza elettrica - 50% del carico.

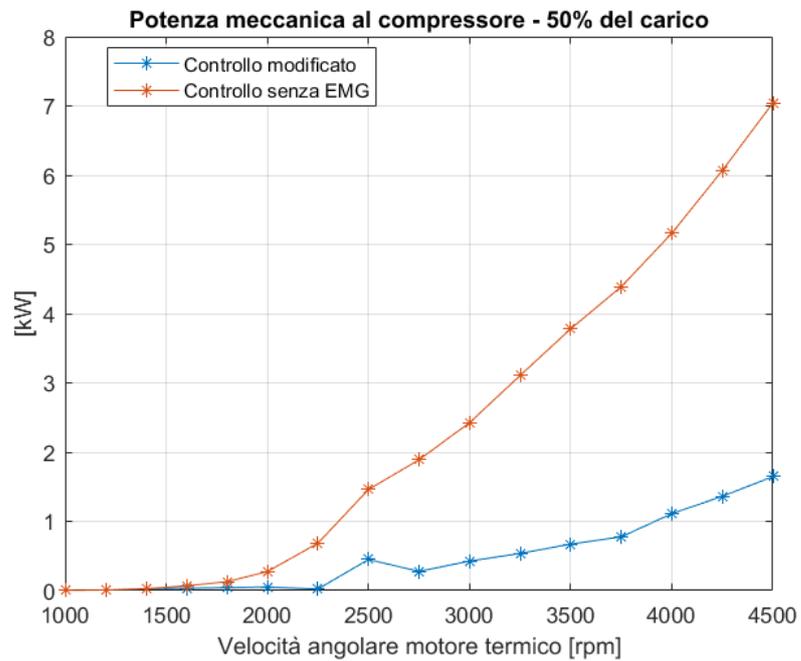


Figura 3.13: Potenza meccanica del compressore - 50% del carico.

Di conseguenza, dato che il compressore ha una potenza minore, per ottenere la portata d'aria necessaria la valvola a farfalla avrà delle aperture maggiori nel sistema

modificato (vedi fig. 3.14).

Questa soluzione permette di laminare meno portata d'aria, soprattutto quando si raggiungono i 2750 rpm. Da quelle velocità in poi le potenze in gioco diventano significative e quindi la macchina elettrica può recuperare più energia.

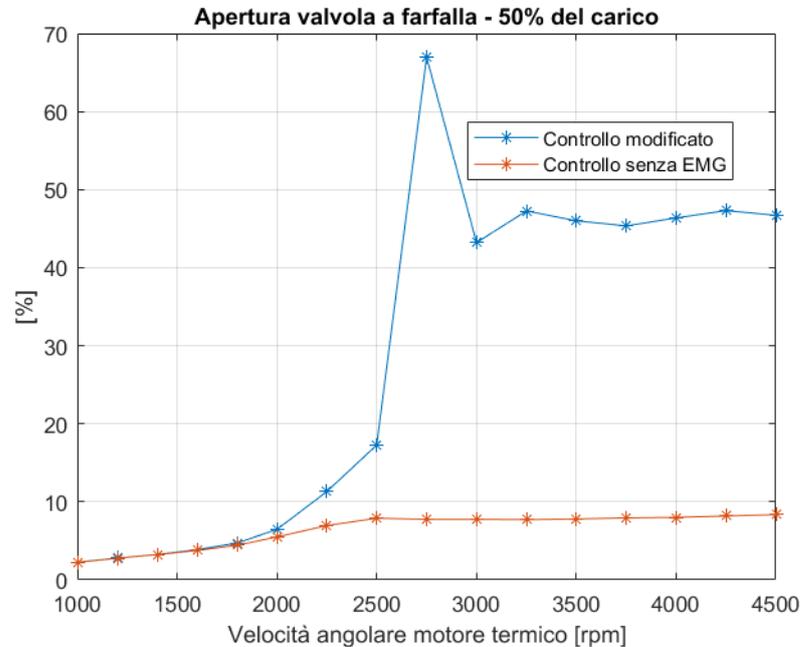


Figura 3.14: Apertura valvola a farfalla - 50% del carico.

La portata iniettata e la potenza al freno variano di poco rispetto al sistema originale, quindi anche al 50% del carico si ha un incremento del rendimento globale rispetto al sistema modificato (vedi tabella 3.3).

Anzi, si nota come, per valori massimi di  $\omega_m$ , si raggiungono incrementi del rendimento che superano il 10%. L'aumento del rendimento globale nel sistema modificato rispetto a quello originale è crescente con la velocità angolare del motore termico perché le potenze in gioco sono a loro volta crescenti con  $\omega_m$ , quindi, lo saranno anche le potenze elettriche che influiscono sull'aumento di  $\eta_{gl}$ .

In tabella 3.4 si notano i valori di  $P_{el}$  per confermare quello che è stato affermato precedentemente. Si ponga attenzione anche ai rendimenti effettivi che rimangono invariati perché le potenze al freno sono le stesse.

Rispetto al 100% del carico per alti valori di velocità angolari si ottengono miglioramenti evidenti dell'incremento del rendimento globale. La ragione è dovuta alla presenza di una notevole quantità di potenza elettrica rispetto ai valori di potenza al freno e portata iniettata presenti al 50% del carico. Infatti, rispetto al 100% del carico, la differenza della potenza meccanica del compressore tra i due sistemi è più evidente, a vantaggio della potenza della macchina elettrica.

Tabella 3.3: Confronto tra rendimenti globali dei due sistemi - 50% del carico.

$\omega_m$ [rpm]	$T_{\text{target}}$ [Nm]	$\eta_{\text{gl,o}}$	$\eta_{\text{gl,m}}$	Incr. $\eta_{\text{gl}}$ [%]
1000	45	0.254	0.255	0.5
1200	47	0.260	0.261	0.2
1400	49	0.267	0.267	0.2
1600	51	0.269	0.271	0.5
1800	55	0.275	0.278	1.2
2000	63	0.278	0.284	2.0
2250	80	0.296	0.307	3.5
2500	97	0.302	0.314	3.8
2750	97	0.304	0.318	4.9
3000	98	0.298	0.315	5.7
3250	98	0.293	0.313	6.9
3500	98	0.289	0.311	7.9
3750	98	0.288	0.312	8.6
4000	98	0.279	0.304	9.1
4250	98	0.277	0.306	10.4
4500	98	0.275	0.308	11.8

Tabella 3.4: Coppia elettrica, potenza elettrica e confronto tra rendimenti effettivi - 50% del carico

$\omega_m$ [rpm]	$T_{EMG}$ [Nm]	$P_{el}$ [kW]	$\eta_{eff,o}$	$\eta_{eff,m}$
1000	0	0	0.276	0.277
1200	0	0	0.282	0.283
1400	0	0	0.289	0.289
1600	0.01	0.04	0.291	0.291
1800	0.04	0.10	0.297	0.297
2000	0.08	0.23	0.300	0.300
2250	0.16	0.58	0.318	0.319
2500	0.14	0.90	0.324	0.324
2750	0.22	1.24	0.325	0.326
3000	0.25	1.61	0.319	0.320
3250	0.30	2.04	0.315	0.315
3500	0.35	2.51	0.310	0.311
3750	0.39	2.91	0.309	0.310
4000	0.40	3.38	0.300	0.301
4250	0.45	4.02	0.298	0.299
4500	0.49	4.74	0.297	0.298

### 3.3 Turbina modificata

Un altro passaggio svolto nella presente tesi è stato quello di valutare, a pieno carico, se una variazione della dimensione della turbina potesse portare dei benefici. Infatti, la principale conseguenza della chiusura della WG è l'aumento della contropressione allo scarico che incide sull'efficienza. Innanzitutto, per poter cambiare le dimensioni della turbina, è prassi scalare la mappa di funzionamento. Per farlo le ordinate (portata corretta) e le ascisse (rapporto tra le pressioni) sono state moltiplicate per un coefficiente. Di conseguenza, sono state analizzate varie dimensioni della turbina e quella maggiore del 10% è risultata l'unica confrontabile con l'originale.

#### 3.3.1 Pre-elaborazione della mappa della turbina

Per poter effettuare delle modifiche sul dimensionamento della turbina, in Amesim, si fa riferimento a un sottomodello che definisce i parametri del turbocompressore

(turbocharger definition).

In questo sottomodulo vengono definite le mappe del compressore e della turbina su cui fa riferimento l'intero sistema. Per definirli è necessario aprire la finestra "Turbocharger Map Preprocessing tool" presente nella sezione relativa ai parametri di pre-processo.

In questa finestra sono presenti delle mappe rilasciate dalla SAE che hanno determinati valori standard di rapporti di compressione ed efficienza in funzione della portata corretta, così come valori di portata corretta e efficienza della turbina in funzione del rapporto tra le pressioni.

Per quanto riguarda la turbina, i valori standard della mappa possono essere modificati manualmente nella sezione "Extrapolation" (fig. 3.15), oppure, nel caso in cui sia necessario scalarli, bisogna aprire l'editor della SAE (fig. 3.17) e cambiare i gain relativi alla portata corretta e al rapporto tra le pressioni (fig. 3.16).

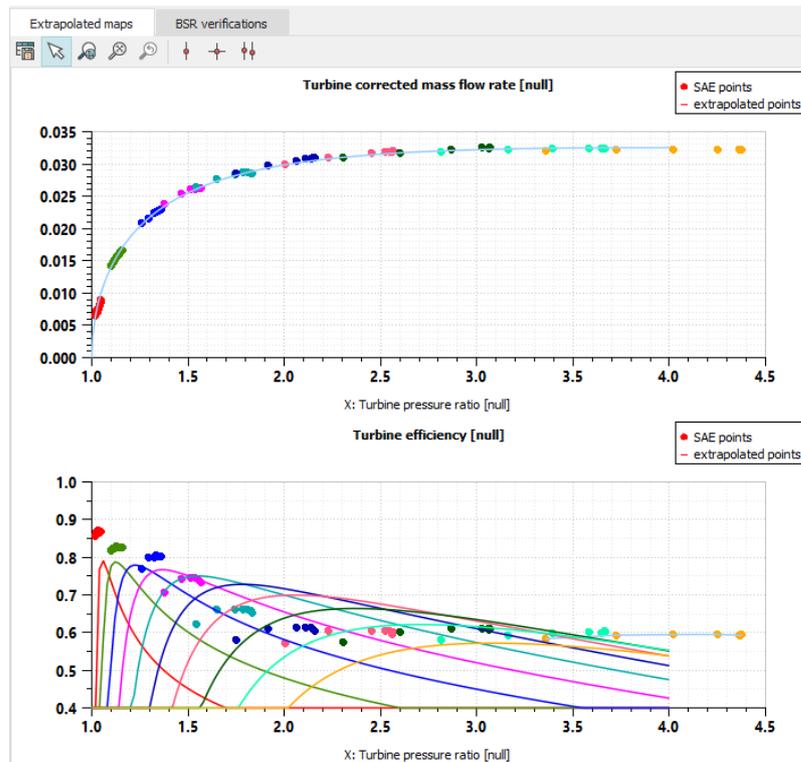


Figura 3.15: "Turbocharger Map Preprocessing tool" - "Turbine preprocessing".

#### Gain-offset

Axis	Gain	Offset
Corrected mass flow rate	1	0
Pressure ratio	1	0

Figura 3.16: "Turbocharger Map Preprocessing tool" - "Gain-offset".

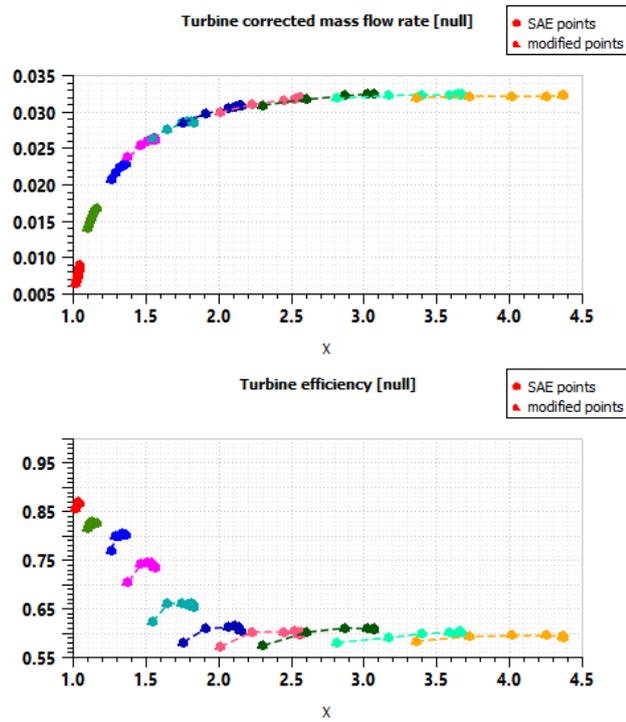


Figura 3.17: "Turbocharger Map Preprocessing tool" - "SAE editor".

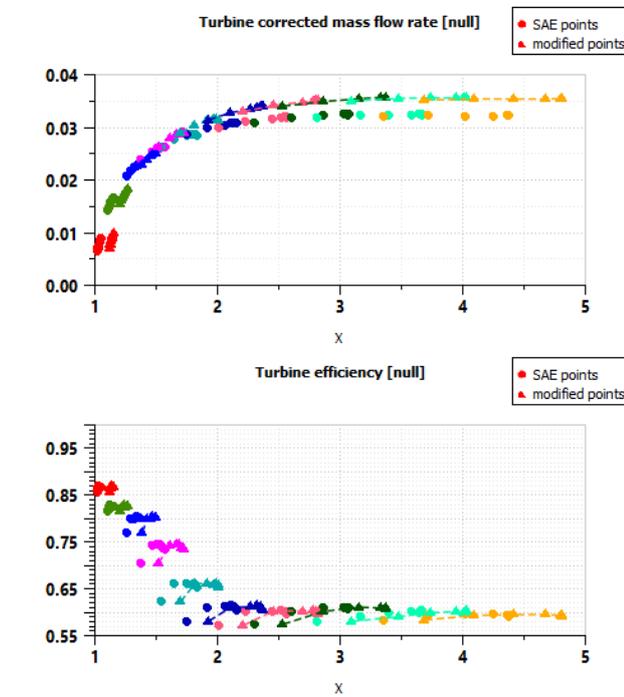


Figura 3.18: "Turbocharger Map Preprocessing tool" - "SAE editor" - modificato".

Cambiando i gain con dei coefficienti pari a 1.1, si riesce ad aumentare in scala le dimensioni della mappa della turbina del 10% (fig. 3.18). In questo modo i valori estrapolati creano una mappa di portata corretta ed efficienza come quella rappresentata in figura 3.19.

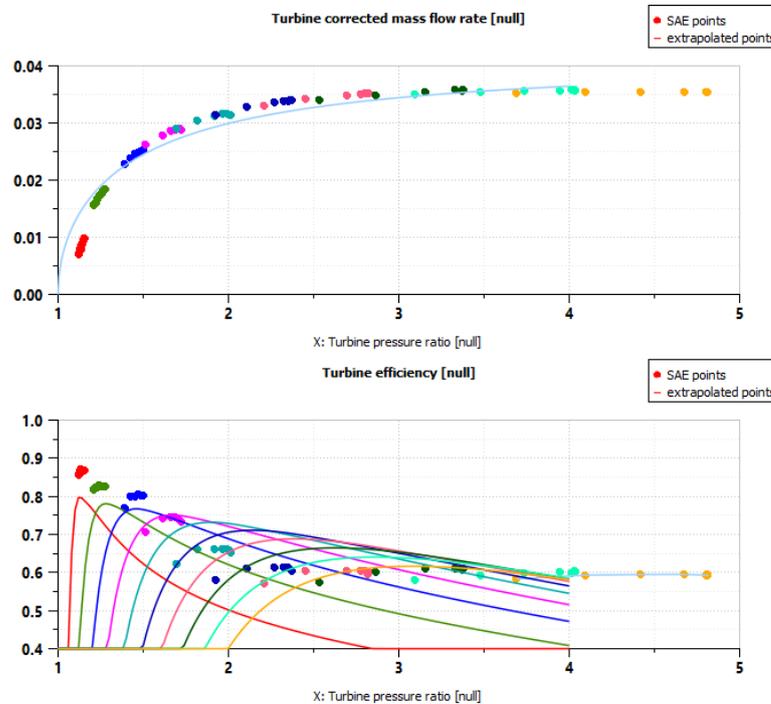


Figura 3.19: "Turbocharger Map Preprocessing tool" - "Turbine preprocessing" - modificato".

### 3.3.2 Risultati

I risultati presentati, in questo caso, fanno riferimento dai 2000 rpm di  $\omega_m$  in poi. Le velocità inferiori non sono state tenute in considerazione poiché sono poco significative per l'argomentazione trattata nel seguente paragrafo.

Per rappresentare al meglio la differenza tra la turbina modificata e quella originale sono stati valutati i seguenti parametri: contropressione allo scarico ( $p_{out,m}$ ), rendimento globale, velocità angolare del turbocompressore e potenza elettrica. Nelle tabelle in basso (3.5 e 3.6) si nota che la contropressione allo scarico è minore nel caso in cui la turbina abbia una dimensione maggiore del 10%, questa differenza diventa sempre maggiore quanto più aumenta la  $\omega_m$ . La diminuzione della contropressione allo scarico porta dei benefici in termini di rendimento globale, infatti, anche  $\eta_{gl}$  è maggiore nel caso in cui si è ad alte  $\omega_m$  e nel caso in cui la turbina abbia dimensioni maggiori del 10% rispetto all'originale. La tabella 3.6, invece, permette di mettere in evidenza che nonostante la turbina sia aumentata di dimensioni e che quindi le velocità angolari del turbocompressore siano diminuite ( $\omega_{tc}$ ), le potenze elettriche

sono maggiori rispetto alla turbina originale, perché si riesce a sfruttare più portata del fluido proveniente dallo scarico del motore termico.

Tabella 3.5: Risultati turbina modificata.

$\omega_m$ [rpm]	$P_{out,m,10\%}$ [barA]	$P_{out,m}$ [barA]	$\eta_{gl,10\%}$	$\eta_{gl}$
2000	1.46	1.43	0.283	0.284
2250	1.79	1.76	0.266	0.267
2500	2.24	2.25	0.248	0.249
2750	2.39	2.41	0.260	0.259
3000	2.60	2.67	0.264	0.263
3250	2.76	2.85	0.268	0.267
3500	2.99	3.13	0.243	0.241
3750	3.22	3.40	0.236	0.233
4000	3.40	3.63	0.221	0.218
4250	3.59	3.86	0.223	0.219
4500	3.78	4.11	0.224	0.220

Tabella 3.6: Risultati turbina modificata.

$\omega_m$ [rpm]	$\omega_{tc,10\%}$ [rpm]	$\omega_{tc}$ [rpm]	$P_{el,10\%}$ [kW]	$P_{el}$ [kW]
2000	96058	96058	0.41	0.41
2250	131779	131779	0.92	1.00
2500	162521	162521	1.82	1.96
2750	162773	162776	3.11	3.10
3000	168159	168201	4.32	4.26
3250	170083	170151	5.31	5.18
3500	176747	176879	5.86	5.75
3750	181615	181810	6.73	6.59
4000	185447	185819	7.03	6.89
4250	189210	189722	7.72	7.49
4500	193405	194156	8.32	7.96

### 3.4 Accessori elettrificati

Nelle simulazioni presentate in precedenza la potenza agli accessori è calcolata come il 2.2% del calore rilasciato dalla combustione ( $dQ_{comb}$ ) [25].

$$P_{acc} = dQ_{comb} * 0.022 \quad (3.5)$$

Dal momento che è presente una macchina elettrica accoppiata all'albero del turbocompressore, si è pensato di valutare gli effetti dovuti a un'eventuale elettrificazione degli accessori. In questo modo, il motore termico avrebbe una perdita in meno poiché non deve alimentare gli accessori, che sarebbero alimentati dalla macchina elettrica del turbocompressore.

Nello schema in figura 3.20, viene rappresentato il principio di funzionamento del sistema utilizzato. Nello schema in alto si vede che la potenza della turbina ( $P_{tur}$ ) è l'input della macchina elettrica del turbocompressore (EMG). La EMG tira fuori una certa potenza elettrica ( $P_{el}$ ) a cui però viene sottratta la potenza necessaria per alimentare gli accessori ( $P_{acc,el}$ ). L'output della macchina elettrica sarà una potenza pari a quella elettrica meno quella degli accessori.

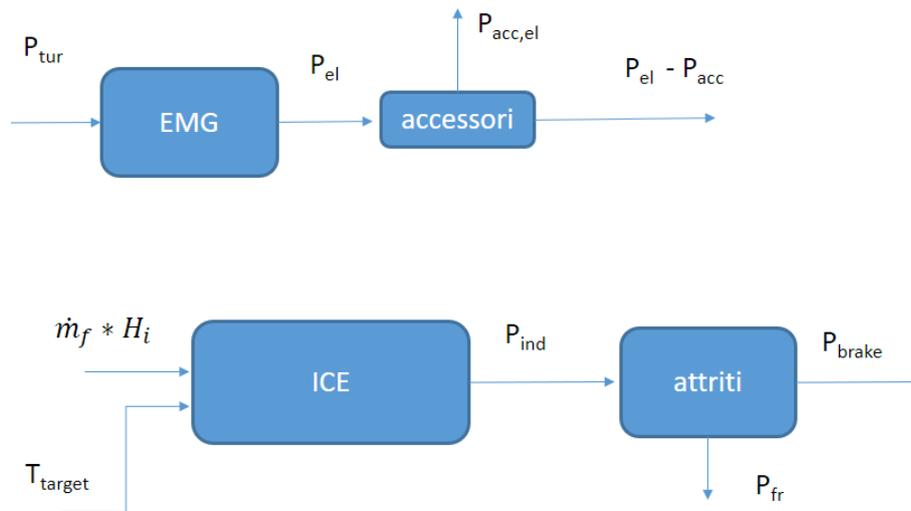


Figura 3.20: Elettrificazione accessori: schema logico.

Nello schema in basso di figura 3.20, invece, è stato messo in evidenza come il motore termico (ICE) generi una potenza indicata ( $P_{ind}$ ) utilizzando una certa quantità di calore ( $\dot{m}_{fuel} * H_i$ ) che viene fornita in base alla coppia richiesta ( $T_{target}$ ). Alla potenza indicata vanno sottratti dei valori di potenza dovuti agli attriti meccanici ( $P_{fr}$ ) e si ottiene la potenza al freno ( $P_{brake}$ ).

Per poter confrontare il sistema dotato di accessori elettrificati con quello dotato di accessori "motorizzati" si è supposto di lasciare invariata la potenza al freno (vedi

equazione 3.6). Per chiarire meglio il concetto qui di seguito sono elencate alcune equazioni:

$$P_{br}^{\circ} = P_{br} \quad (3.6)$$

$$P_{br}^{\circ} = P_{ind}^{\circ} - P_{fr}^{\circ} - P_{acc} \quad (3.7)$$

$$P_{br} = P_{ind} - P_{fr} \quad (3.8)$$

$$\eta_{gl}^{\circ} = \frac{P_{br}^{\circ} + P_{el}^{\circ}}{\dot{m}_{fuel}^{\circ} * H_i} \quad (3.9)$$

$$\eta_{gl} = \frac{P_{br} + P_{el} - P_{acc,el}}{\dot{m}_{fuel} * H_i} \quad (3.10)$$

$$P_{acc,el} = \frac{P_{acc}}{\eta_{el}} \quad (3.11)$$

Il simbolo " ° " indica il sistema con la potenza agli accessori motorizzata. Dalle equazioni si nota che la potenza al freno, nel caso in cui gli accessori siano elettrificati, non ha una riduzione dovuta agli accessori. Infatti, in questo caso, la potenza agli accessori viene sottratta direttamente al numeratore del rendimento globale ( $P_{acc,el}$ ). Il valore della potenza da sottrarre agli accessori si è supposto uguale a quello del caso motorizzato a meno del rendimento della macchina elettrica ( $\eta_{el} = 0.9$ ).

In figura 3.21, invece, è rappresentato lo schema del controllo. È stato utilizzato un controllore P.I. che riceve in ingresso l'errore dato dalle potenze al freno ( $e_{P_{brake}} = P_{br}^{\circ} - P_{br}$ ). Quest'errore genera una percentuale di coppia di carico negativa da sommare alla percentuale di carico richiesta dal motore termico (% carico), in modo tale da ottenere l'effettiva percentuale da richiedere ( $T_{load}$ ).

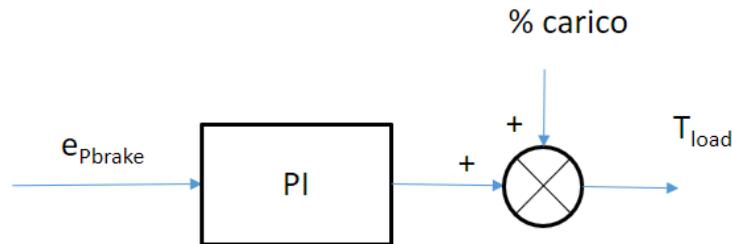


Figura 3.21: Elettrificazione accessori: schema di controllo.

Anche in questo caso le  $\omega_m$  sono state considerate dai 2000 rpm in poi. Nelle tabelle 3.7 e 3.8 si nota come l'elettrificazione degli accessori porti a un aumento del rendimento effettivo, perché il motore non deve più alimentare gli accessori meccanicamente.

Dal momento che si ottengono le stesse potenze al freno, ma gli accessori sono elettrificati, le potenze indicate rilasciate dal motore sono minori. Quindi, lo saranno anche le potenze della turbina, della macchina elettrica e del compressore. In questo modo, però, si può iniettare anche meno combustibile e il rendimento globale ne beneficia.

Tabella 3.7: Risultati accessori elettrificati.

$\omega_m$ [rpm]	$\eta_{\text{eff},m}$	$\eta_{\text{eff},el}$	$P_{\text{el},m}$ [kW]	$P_{\text{el},el}$ [kW]
2000	0.300	0.309	0.412	0.447
2250	0.278	0.288	0.999	0.888
2500	0.257	0.260	1.963	1.341
2750	0.263	0.274	3.105	2.829
3000	0.264	0.272	4.258	3.742
3250	0.265	0.271	5.179	4.629
3500	0.239	0.252	5.753	5.273
3750	0.230	0.241	6.595	6.103
4000	0.216	0.236	6.887	6.376
4250	0.217	0.228	7.490	7.225
4500	0.218	0.221	7.961	7.858

Tabella 3.8: Risultati accessori elettrificati.

$\omega_m$ [rpm]	$\eta_{\text{gl},m}$	$\eta_{\text{gl},el}$	Incr. $\eta_{\text{gl},m}$ [%]	Incr. $\eta_{\text{gl},el}$ [%]
2000	0.284	0.294	1.11	4.59
2250	0.267	0.276	2.06	5.71
2500	0.249	0.249	4.78	4.72
2750	0.259	0.270	4.67	9.19
3000	0.263	0.271	5.14	8.05
3250	0.267	0.272	5.75	7.88
3500	0.241	0.254	5.43	10.95
3750	0.233	0.244	5.37	10.25
4000	0.218	0.239	3.64	13.32
4250	0.219	0.232	4.40	10.3
4500	0.220	0.224	4.26	6.28

## 3.5 Ciclo omologativo

Come ultimo step si è pensato di andare a valutare quali potessero essere i benefici del sistema nel momento in cui il veicolo analizzato fosse sottoposto a un ciclo guida omologativo. Come è stato accennato nell'introduzione esistono vari cicli guida, tra i più comuni in Europa vi sono l'NEDC (New European Driving Cycle) che è stato usato fino a poco tempo fa e il WLTP che è entrato in vigore da poco perché permette di rappresentare uno stile di guida più realistico. Nella presente tesi sono stati analizzati gli effetti del turbocompressore elettrico su un veicolo sottoposto a entrambi i cicli guida.

### 3.5.1 NEDC

Nella simulazione in cui si analizzano gli effetti sul ciclo NEDC, il sistema è stato confrontato con quello originale (senza macchina elettrica). Per poter effettuare questo confronto è stato prima valutato il sistema originale. Quindi è stato preso come riferimento il modello base visto nel capitolo 2 (fig. 2.1).

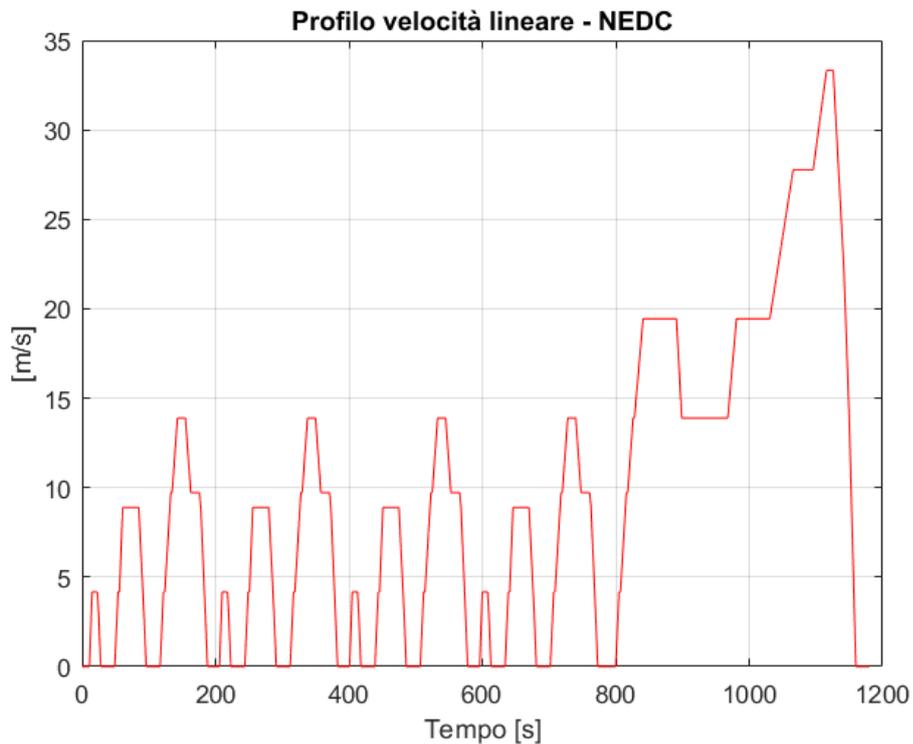


Figura 3.22: Profilo velocità lineare - NEDC

Il ciclo guida prevede un profilo di velocità lineare (fig. 3.22) e di cambio marcia (fig. 3.23) che fanno da input al sottomodulo del guidatore. I profili sono divisi in

cinque sezioni: le prime quattro rappresentano condizioni di guida urbane, mentre l'ultima rappresenta condizioni di guida extraurbane.

Il sottomodulo stesso genera degli output di: posizione del pedale dell'acceleratore (in percentuale), profilo di frenata, rapporto del cambio e profilo per la frizione. Questi a loro volta fungono da input rispettivamente per i controlli, per il sottomodulo del veicolo, per il sottomodulo della scatola del cambio e per il sottomodulo della frizione.

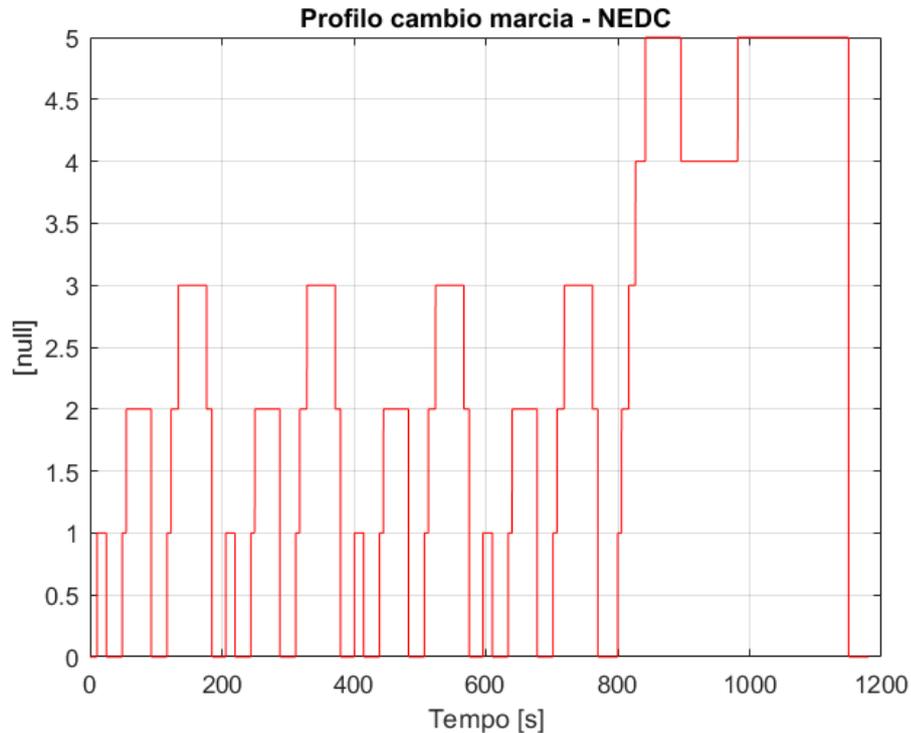


Figura 3.23: Profilo cambio marcia - NEDC

Per poter effettuare un confronto tra il sistema originale e quello modificato, sono state fatte delle modifiche nei controlli del sistema modificato. Infatti, nel controllo della valvola a farfalla l'errore non è più dato dalla differenza tra la coppia di carico ( $T_{target}$ ) e quella effettiva, ma tra la coppia effettiva che si ha nel sistema originale e quella che si ha nel sistema modificato. Perciò, implementando il profilo di coppia effettiva che si ha nel sistema senza macchina elettrica, si genera un controllo che ha come input l'errore dato dalla differenza di coppie spiegata in precedenza.

Oltre a questa modifica la coppia effettiva del sistema originale è stata utilizzata come input anche per generare i valori di pressione di settaggio all'ingresso del motore e per generare i valori della dosatura.

Dal momento che viene mandato come input il profilo della coppia effettiva del sistema originale, la potenza al freno non subisce variazioni, perciò le condizioni al

suolo sono le stesse per entrambi i sistemi. Per questo motivo la portata iniettata non cambia e quindi i due sistemi spendono lo stesso quantitativo di energia.

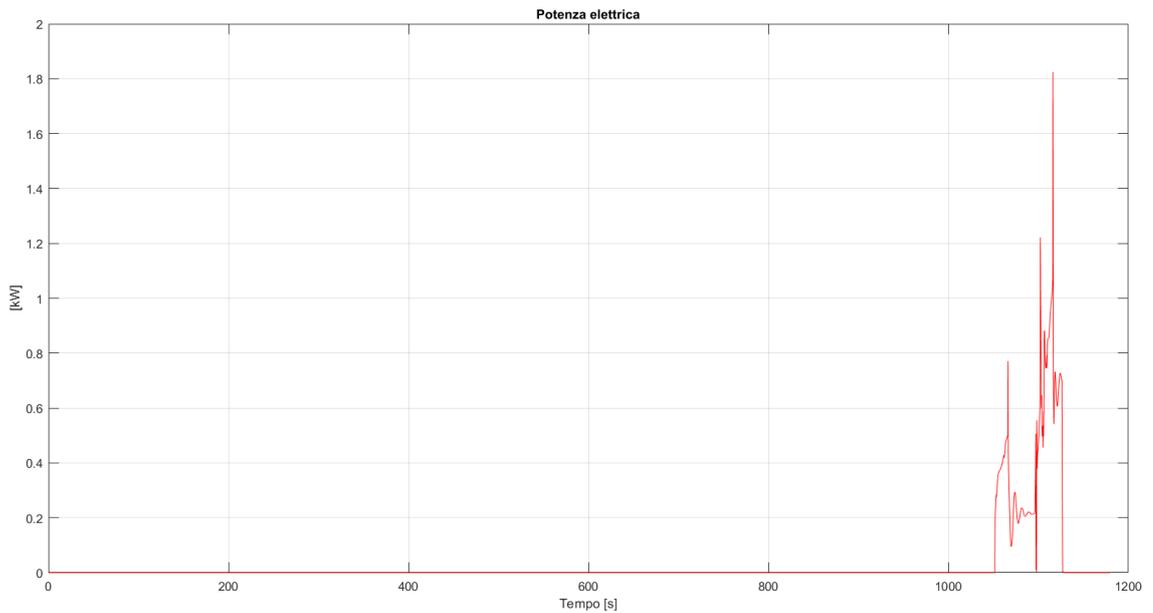


Figura 3.24: Potenza elettrica - NEDC

Le potenze in gioco, però, non sono così elevate lungo il ciclo guida e di conseguenza si hanno guadagni di potenza alla macchina elettrica solo nel tratto extra-urbano (vedi fig. 3.24), potenze che frenano la velocità del turbocompressore ( $\omega_{tc}$ ) (vedi fig. 3.25). La  $\omega_{tc}$  lungo il ciclo guida varia in un range compreso tra i 6600 rpm e 113300 rpm circa. Range di velocità utile per le valutazioni sulla progettazione meccanica del sistema.

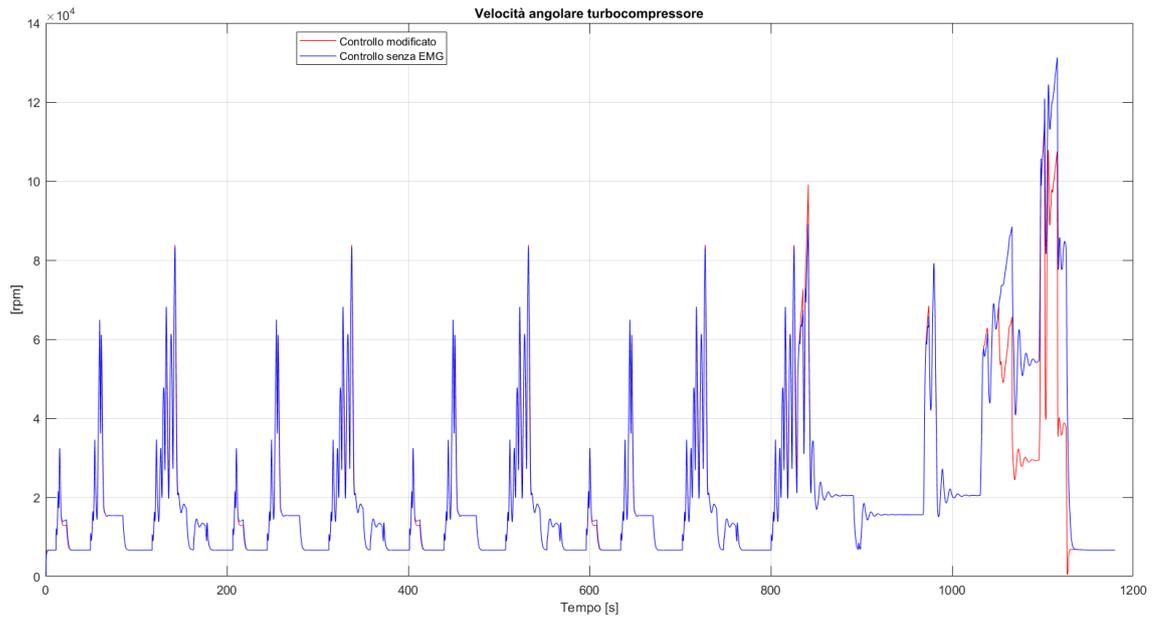


Figura 3.25: Velocità angolare del turbocompressore - NEDC

Per questa ragione i benefici in termini di rendimento globale sono ottenuti soltanto nell'ultimo tratto della simulazione (vedi fig. 3.26)

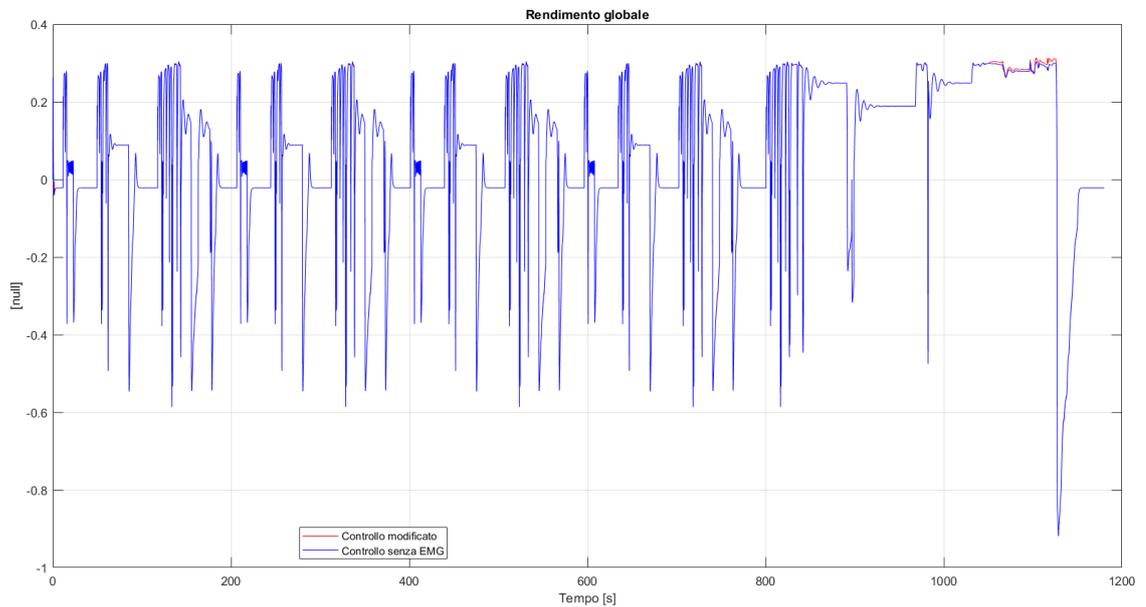


Figura 3.26: Rendimento globale - NEDC

Per poter quantificare la differenza di energia consumata tra un sistema e l'altro, quindi il guadagno di energia, è stato considerato il consumo generato dal combustibile

in termini energetici e l'energia elettrica recuperata [20]. Nelle equazioni in basso sono rappresentati i valori di energia elettrica ( $E_{el}$ ), di energia spesa dal combustibile nel sistema modificato ( $E_{fuel,mod}$ ) e in quello originale ( $E_{fuel,ori}$ ) in Wh. I valori di potenza sono espressi in W e dt rappresenta lo step time ed è pari a 0.05 secondi.

$$E_{el} = \frac{\sum P_{el} * dt}{3600} \quad (3.12)$$

$$E_{fuel,mod} = \frac{\sum \dot{m}_{fuel,mod} * H_i * dt}{3600} \quad (3.13)$$

$$E_{fuel,ori} = \frac{\sum \dot{m}_{fuel,ori} * H_i * dt}{3600} \quad (3.14)$$

$$Gain = E_{fuel,ori} - (E_{fuel,mod} - E_{el}) = 5.5[Wh] \quad (3.15)$$

L'equazione 3.15 mostra il valore di energia guadagnata sull'intero ciclo guida. Si può affermare che in termini energetici non è un guadagno notevole.

Per verificare questa affermazione sono stati calcolati anche i grammi di CO<sub>2</sub> risparmiati rispetto al sistema originale.

Per farlo è stato considerato il guadagno energetico in kg equivalenti di combustibile che sono stati poi convertiti in litri su 100 km. Una volta ricavato questo valore moltiplicandolo per il fattore di conversione si ottengono i grammi di CO<sub>2</sub> risparmiati [26].

Per fare un confronto sulla CO<sub>2</sub> totale consumata è stata calcolata anche la CO<sub>2</sub> totale emessa dal sistema originale.

$$M_{equiv} = \frac{Gain * 3.6}{H_i} = 0.000461 [kg] \quad (3.16)$$

$$Litri_{equiv} = \frac{M_{equiv} * 1000}{\rho} = 0.000621 [litri] \quad (3.17)$$

$$Litri_{equiv,100km} = \frac{Litri_{equiv} * 100}{Distanza\ percorsa} = 0.0057 \left[ \frac{litri}{100km} \right] \quad (3.18)$$

$$CO_{2,100km} = 2330 * Litri_{equiv,100km} = 13.17 \left[ \frac{g\ di\ CO_2}{100km} \right] \quad (3.19)$$

$$CO_{2,km} = 23.30 * Litri_{equiv,100km} = 0.1317 \left[ \frac{g\ di\ CO_2}{km} \right] \quad (3.20)$$

$$CO_{2,km,TOT,ori} = 128.4011 \left[ \frac{g\ di\ CO_2}{km} \right] \quad (3.21)$$

$$CO_{2,gudagnata,\%} = 0.1\% \quad (3.22)$$

Il motivo per cui si ha un guadagno del solo 0.1% è dovuto alle basse velocità angolari  $\omega_m$  e ai bassi carichi richiesti durante un ciclo guida. Infatti, l'unico tratto in cui si attiva il generatore della macchina elettrica è quello extra-urbano dove le

potenze aumentano così come le richieste di carico e velocità. Analizzando anche il tratto extra-urbano le potenze generate non hanno valori così elevati da portare eccessivi benefici. Di conseguenza, si può ritenere che il sistema sia più utile in condizioni massime del motore termico, quindi quando è sottoposto ad alti carichi, ma soprattutto ad alti regimi di rotazione.

### 3.5.2 WLTP

Dal momento che gli effetti sul ciclo NEDC non sono molto benefici, allora si è pensato di analizzarli anche sul WLTP perché è un ciclo guida che richiede più "aggressività" nello stile di guida.

In questo caso il profilo marcia è stato creato iterativamente ipotizzando che per aumentare la marcia il motore dovesse superare i 2500 rpm, mentre per diminuirla dovesse scendere sotto i 1200 rpm. Casi particolari sono il passaggio dalla seconda marcia a folle (sotto gli 800 rpm) e dalla prima alla seconda (sopra i 1220 rpm). Il guadagno di energia è pari a 48.6 Wh, la CO<sub>2</sub> recuperata è  $0.5523 \frac{g\ di\ CO_2}{km}$ , quella consumata dal sistema originale è pari a  $135.68 \frac{g\ di\ CO_2}{km}$  e quindi in percentuale si risparmia lo 0.41%.

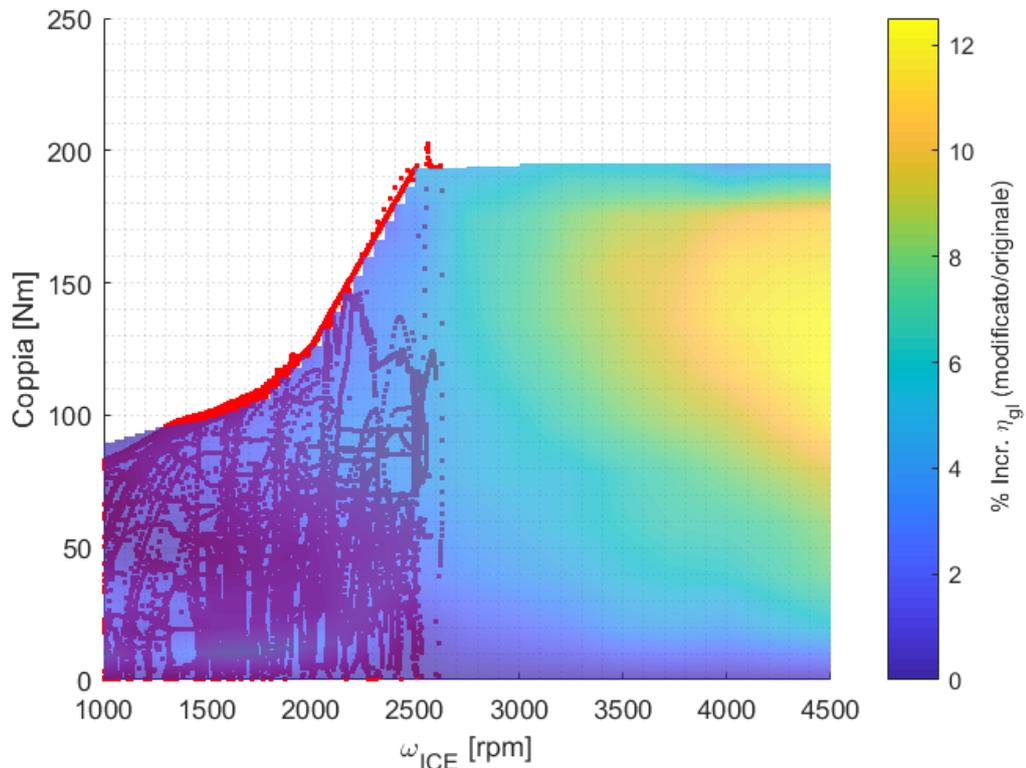


Figura 3.27: Mappa colore: Incremento rendimento globale - punti WLTP

Come analisi finale dell'intero sistema si è andati a rappresentare una colormap del motore termico (coppia richiesta- velocità angolare) per mettere in evidenza in quali punti di funzionamento dell'ICE si hanno benefici con questo sistema (vedi figura 3.27). Dal grafico è subito evidente che i punti di funzionamento del veicolo sul ciclo guida (punti rossi) raggiungono zone della mappa motore che hanno incrementi del rendimento non superiori al 5%. Questo induce a un effetto poco significativo del sistema di turbocompressione elettrica per un veicolo passenger car. Infatti analizzando le colormap relative ai rendimenti del sistema originale (fig.3.28), di quello modificato (fig.3.29) e di quello modificato con gli accessori elettrificati (fig. 3.30) non si hanno notevoli variazioni a livello macroscopico.

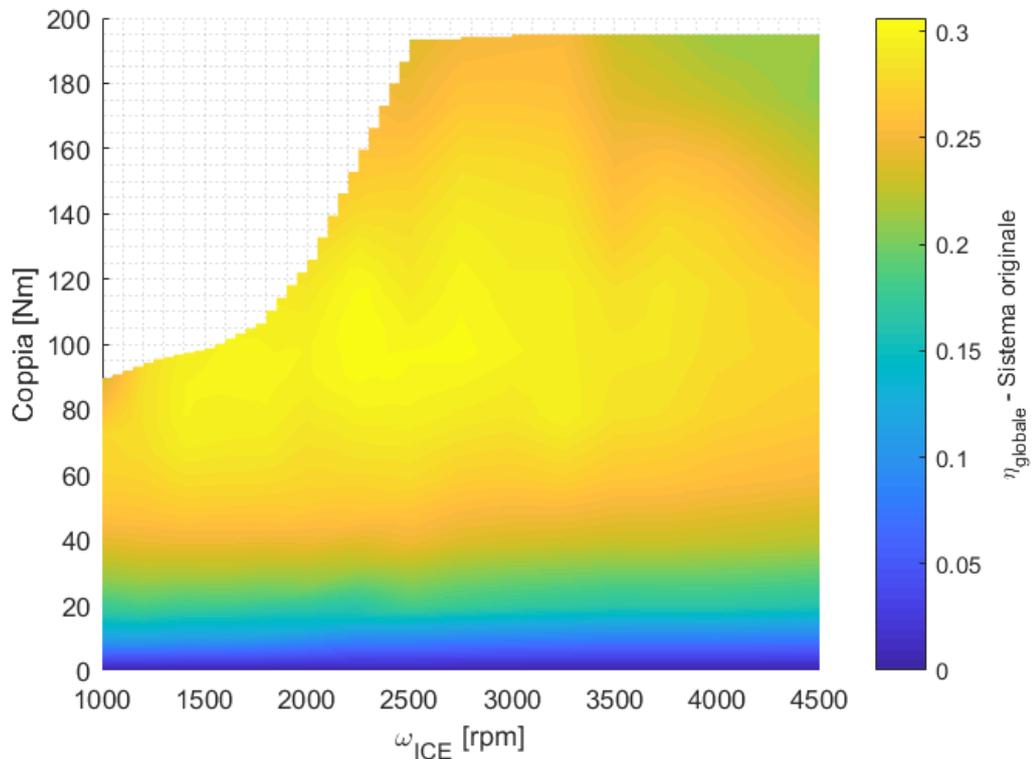


Figura 3.28: Mappa colore: Rendimento globale del sistema originale

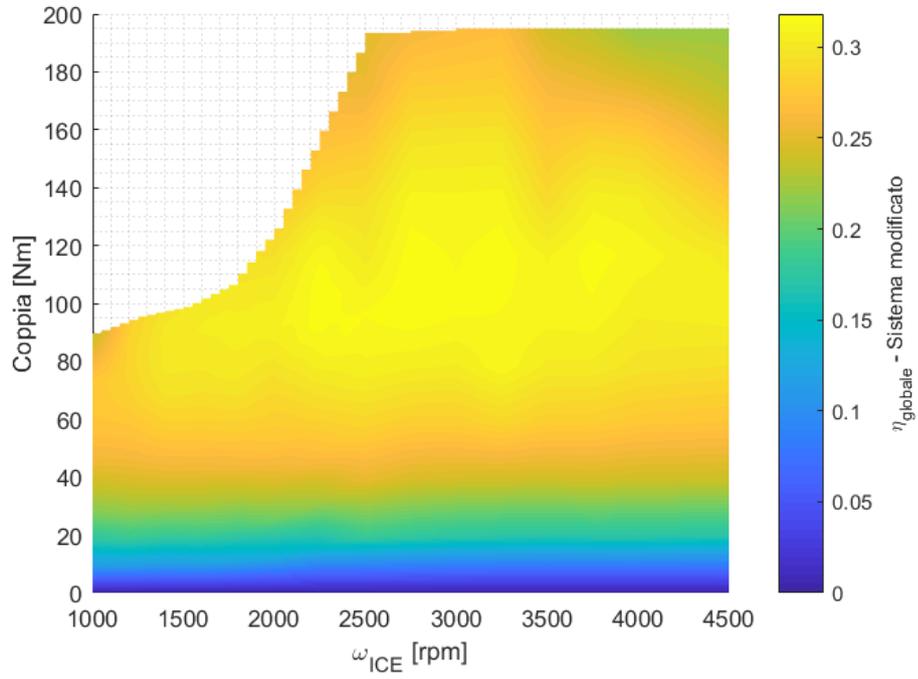


Figura 3.29: Mappa colore: Rendimento globale del sistema modificato

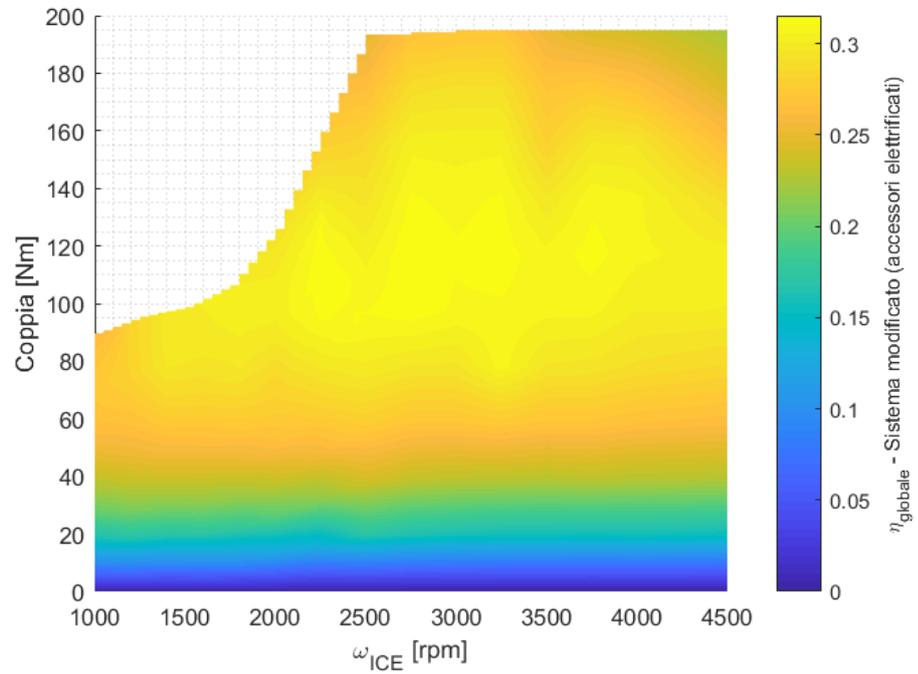


Figura 3.30: Mappa colore: Rendimento globale del sistema modificato (accessori elettrificati)

# Capitolo 4

## Conclusioni

La presente tesi è stata svolta in relazione a un argomento di attuale importanza quale è il riscaldamento e l'inquinamento ambientale, motivo per cui sono state adottate diverse soluzioni elettriche o ibride dalle case automobilistiche.

Nel caso in questione sono state svolte delle analisi su un'auto che avesse un sistema di ibridizzazione caratterizzato da un turbocompressore elettricamente assistito. Per poter effettuare questi studi è stato preso un modello Amesim che rappresentasse un motore termico dotato di turbocompressore.

Per analizzare gli effetti dell'elettrificazione del turbocompressore sono stati aggiunti dei sottomodelli che permettessero di inviare un quantitativo di coppia resistente all'albero del turbocompressore. In questo modo si è riusciti a rappresentare una coppia resistente aggiuntiva a quella dovuta agli attriti.

Come prima analisi sono stati valutati gli effetti di questo sistema a pieno carico del motore termico. Sono stati confrontati il rendimento globale del sistema originale con quello del sistema modificato, tirando fuori anche delle percentuali di incremento del rendimento globale stesso. Dai risultati si ottiene che, soprattutto per alti regimi di rotazione, l'incremento del rendimento globale è intorno al 5%, e la potenza generata dalla macchina elettrica varia dai 4 agli 8 kW considerando un range di velocità angolare del motore termico che va dai 3000 rpm fino a  $\omega_m$  massima.

Successivamente si è andati ad analizzare gli effetti a carico parziale, ponendo particolare attenzione ai risultati relativi al 50% del carico. In questo caso, le potenze in gioco sono inferiori, quindi, anche la potenza recuperata dal generatore lo è. Particolare attenzione, però, va posta all'analisi dell'incremento del rendimento globale che ha valori intorno al 10% per alti regimi di rotazione. La ragione è dovuta a una buona quantità di potenza elettrica recuperata in rapporto alla potenza spesa in termini di combustibile e alla potenza mandata alle ruote.

Come terzo step si è andati a modificare la dimensione della turbina aumentandola del 10% per valutare eventuali benefici. Con questa modifica la contropressione allo scarico diminuisce e questo incide sul rendimento globale. Infatti, il rendimento globale del sistema con la turbina modificata è maggiore rispetto a quello con la

dimensione della turbina originale. Questo accade perché, nonostante la dimensione della turbina sia aumentata e la velocità del turbocompressore sia diminuita, la potenza elettrica aumenta grazie alla possibilità di poter lavorare con più portata dei gas di scarico.

Dal momento che il sistema è dotato di una macchina elettrica, si è pensato anche di valutare gli effetti dovuti all'elettrificazione degli accessori. I risultati dimostrano che si ha un aumento del rendimento effettivo, perché gli accessori vengono alimentati elettricamente e non più meccanicamente dall'ICE, ma oltre a un aumento del rendimento effettivo si ha anche un aumento del rendimento globale perché le potenze indicate sono inferiori, quindi lo sono anche le potenze della turbina, della macchina elettrica e del compressore. In questo modo si può iniettare meno combustibile e il rendimento ne beneficia.

Come ultimo step si è andati a valutare gli andamenti del rendimento globale lungo il ciclo guida evidenziandone le differenze rispetto al sistema senza la macchina elettrica. Inoltre, per tirare fuori un valore di riferimento che potesse mettere in evidenza la differenza tra i due sistemi in termini energetici, è stato calcolato un guadagno energetico dato dalla differenza tra le energie spese dai sistemi, tenendo conto che nel sistema modificato parte di questa energia viene recuperata dalla macchina elettrica. Infatti, il valore del guadagno è positivo dal momento che le energie spese in termini di portata di combustibile sono le stesse, quindi, l'unica differenza è data dall'energia guadagnata dalla macchina elettrica pari a 5.5 Wh lungo tutto il ciclo guida.

Il risultato ottenuto dimostra che in condizioni urbane non si hanno recuperi di potenze elettrica, ma in ogni caso anche in quello extra-urbano i valori di energia recuperata non sono eccessivi. Per mettere in luce questa affermazione sono stati svolti anche dei calcoli relativi al recupero di CO<sub>2</sub> su tutto il ciclo guida. È venuto fuori che viene recuperato solo lo 0.1% di g di CO<sub>2</sub> rispetto al totale.

Per questo motivo si è pensato di analizzare gli effetti del sistema sul nuovo ciclo omologativo WLTP, in quanto impone delle condizioni di guida più aggressive. Anche in questo caso il miglioramento in termini energetici e nel recupero di CO<sub>2</sub> non sono significativi. Infatti si ha un guadagno di energia di 48.6 Wh e un recupero dello 0.41% di CO<sub>2</sub>.

Di conseguenza, un sistema come quello studiato nella presente tesi necessita di elevati valori di potenza per poter trarne beneficio. Una soluzione, per eventuali sviluppi futuri, potrebbe essere quella di trovare un dimensionamento più corretto del turbocompressore effettuando modifiche più dettagliate sulla turbina, ma anche sul compressore stesso. Un'altra potrebbe essere quella di ottimizzare un sistema che possa permettere di collegare gli accessori alla macchina elettrica in modo tale da sfruttare i vantaggi che sono stati evidenziati nel capitolo precedente. Inoltre si potrebbe analizzare lo stesso sistema adattandolo a diversi mezzi di trasporto o a dispositivi che potrebbero usarlo nelle condizioni di funzionamento in cui genera benefici.

# Bibliografia

- [1] Ferrari G. *Motori a combustione interna*
- [2] A. Dimaratos, D. Tsokolis, G. Fontaras, S. Tsiakmakis, B. Ciuffo, Z. Samaras, *Comparative evaluation of the effect of various technologies on light-duty vehicle CO<sub>2</sub> emissions over NEDC and WLTP*, a Laboratory of Applied Thermodynamics, Department of Mechanical Engineering, Aristotle University of Thessaloniki, Thessaloniki, 54124, Greece
- [3] Tsiakmakis S., Ciuffo B., Fontaras G., Anagnostopoulos K., Arcidiacono V., Praksova R., Marotta A., *Introducing a New Emissions Certification Procedure for European Light-Duty Vehicles* Institute for Energy and Transport, European Commission—Joint Research Center, Via E. Fermi, 2749–21027 Ispra (VA), Italy. Corresponding author: B. Ciuffo
- [4] A.M.I. Bin Mamat a, R.F. Martinez-Botas b, S. Rajoo c, A. Romagnoli d, S. Petrovic *Waste heat recovery using a novel high performance low pressure turbine for electric turbocompounding in downsized gasoline engines: Experimental and computational analysis*, <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2015.06.010>
- [5] Mohd Noor A., Che Puteh R. and Rajoo S. *Waste Heat Recovery Technologies In Turbocharged Automotive Engine – A Review*, Journal of Modern Science and Technology Vol.2 No.1 March 2014. Pp.108-119
- [6] Woongkul Lee, Silong Li, *Electrification of Turbocharger and Supercharger for Downsized Internal Combustion Engines and Hybrid Electric Vehicles – Benefits and Challenges*, University of Wisconsin – Madison
- [7] Wei Wei, Weilin Zhuge, Yangjun Zhang, Yongsheng He *COMPARATIVE STUDY ON ELECTRIC TURBO-COMPOUNDING SYSTEMS FOR GASOLINE ENGINE EXHAUST ENERGY RECOVERY*, State Key Laboratory of Automotive Safety and Energy, Tsinghua University, Beijing, China, GM Global Research and Development, Michigan, USA
- [8] Richard D. Burke *IA Numerical Study of the Benefits of Electrically Assisted Boosting Systems*, Department of Mechanical Engineering, University of Bath DOI: 10.1115/1.4032764
- [9] Ulrich H. and Marcelo C. *Diesel Engine Electric Turbo Compound Technology*, Future Transportation Technology Conference Costa Mesa, California

- 
- [10] J.R. Bumby, E.S.Spooner, J. Carter, H.Tennant, G. Ganio Mego, G. Dellora, W.Gstrein, H.Sutter, J. Wagner *ELECTRICAL MACHINES FOR USE IN ELECTRICALLY ASSISTED TURBOCHARGERS*, School of Engineering, University of Durham, South Road, Durham, England
- [11] SEIICHI I. YUKIO Y. KUNIO S. HIROSHI O. YASUAKI J. *Development of the "hybrid turbo," an electrically assisted turbocharger*, Mitsubishi Heavy Industries, Ltd. Technical Review Vol. 43 No. 3 (Sep. 2006)
- [12] N.Terdich and R.Martinez-Botas *Experimental Efficiency Characterization of an Electrically Assisted Turbocharger*, Imperial College London, doi:10.4271/2013-24-0122
- [13] I. Arsie, A. Cricchio, C. Pianese, V. Ricciardi, M. De Cesare *Modeling Analysis of Waste Heat Recovery via Thermo-Electric Generator and Electric Turbo-Compound for CO<sub>2</sub> Reduction in Automotive SI Engines*, Department of Industrial Engineering, University of Salerno, via Giovanni Paolo II 132, Fisciano(SA) 84084, Italy, doi:10.1016/j.egypro.2015.11.886
- [14] G. Pasini, G. Lutzemberger, S. Frigo, S. Marelli, M. Ceraolo, Roberto Gentili, M. Capobianco *Evaluation of an electric turbo compound system for SI engines: A numerical approach*, University of Pisa – DESTEC, Largo Lucio Lazzarino, 56122 Pisa, Italy; University of Genoa – DIME, Via Montallegro 1, 16145 Genoa, Italy; <http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.10.143>
- [15] M. Algrain, *Controlling an Electric Turbo Compound System for Exhaust Gas Energy Recovery in a Diesel Engine* Marcelo, Caterpillar Inc.
- [16] Boretti A. *F1 style MGU-H applied to the turbocharger of a gasoline hybrid electric passenger car*, DOI 10.1515/nleng-2016-0069
- [17] Hopmann, U. and Algrain, M., *Diesel Engine Electric Turbo Compound Technology*, SAE Technical Paper 2003-01-2294, 2003, doi:10.4271/2003-01-2294.
- [18] Millo F., Mallamo F. and Pautasso E. *The Potential of Electric Exhaust Gas Turbocharging for HD Diesel Engines*, 2006 SAE World Congress Detroit, Michigan April 3-6, 2006
- [19] Arsie I., Cricchio A., Pianese C., Ricciardi V., De Cesare M., *Evaluation of CO<sub>2</sub> reduction in SI engines with Electric Turbo-Compound by dynamic powertrain modelling*, Department of Industrial Engineering, University of Salerno via Giovanni Paolo II, 132, Fisciano (SA) 84084, Italy.
- [20] Dimitriou P., Burke R., Zhang Q., Copeland C. and Stoffels H., *Electric Turbocharging for Energy Regeneration and Increased Efficiency at Real Driving Conditions*, Department of Mechanical Engineering, University of Bath, Bath BA2 7AY, UK; Powertrain Research & Advanced, Ford-Werke GmbH, Köln-Merkenich, Cologne D-50725, Germany.
- [21] Ismail Y., Durrie, D., Menegazzi P., Chesse P., *Potential of Exhaust Heat Recovery by Turbocompounding*, SAE Technical Paper 2012-01-1603, 2012

- [22] Pasini G., Frigo S., Marelli S., *NUMERICAL COMPARISON OF AN ELECTRIC TURBO COMPOUND APPLIED TO A SI AND A CI ENGINE*, Proceedings of the ASME 2015 Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference ICEF2015 November 8-11, 2015, Houston, TX, USA
- [23] Frigo, S., Pasini, G., Marelli, S., Lutzemberger, G., Capobianco M., Bolognesi P., Gentili R., and Ceraolo M. *Numerical Evaluation of an Electric Turbo Compound for SI Engines*, SAE Technical Paper 2014-32-0013, 2014, doi:10.4271/2014-32-0013.
- [24] IFP Engine Library 16
- [25] Zhang, X., Mi, C., *Vehicle Power Management: Modeling, Control and Optimization*, Springer, 2011.
- [26] EUROPEAN COMMISSION *Technical Guidelines for the preparation of applications for the approval of innovative technologies pursuant to Regulation (EC) No 443/2009 of the European Parliament and of the Council.*