

UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PADOVA

FACOLTÀ DI INGEGNERIA  
CORSO DI LAUREA IN INGEGNERIA ELETTRICA



TESI DI LAUREA

POWER MANAGEMENT NEI VEICOLI IBRIDI  
ED ELETTRICI

RELATORE:

**CHIAR.MO PROF. GIUSEPPE BUJA**

LAUREANDO:

**MICHELE  
ZOPPELLO**

ANNO ACCADEMICO: 2010 / 11



*A mio padre,  
insostituibile esempio di vita.*

*“Un giorno le macchine riusciranno a risolvere tutti i problemi,  
ma mai nessuna di esse potrà porne uno.”*

A. Einstein



# *Indice*

---

<b>Capitolo 1 – Introduzione.....</b>	<b>9</b>
1.1 Introduzione .....	9
1.2 Organizzazione della tesi .....	11
<b>Capitolo 2 – I veicoli ibridi.....</b>	<b>13</b>
2.1 Il problema ambientale.....	13
2.1.1 I consumi energetici .....	13
2.1.2 Le normative introdotte .....	16
2.1.3 Prospettive future.....	18
2.2 I veicoli di nuova generazione .....	19
2.2.1 I veicoli convenzionali ed i veicoli elettrici.....	19
2.2.2 I veicoli ibridi: una soluzione alternativa .....	20
2.3 I veicoli ibridi: caratteristiche .....	23
2.3.1 Architetture standard .....	23
2.3.2 Architettura serie .....	25
2.3.3 Architetture parallela .....	30
2.3.4 Il grado di ibridizzazione .....	34
2.3.5 Il fattore di ibridizzazione e la scelta del sistema .....	34
<b>Capitolo 3 – Metodi di analisi .....</b>	<b>39</b>
3.1 Dinamica del veicolo, aspetti principali.....	39
3.1.1 La dinamica longitudinale, descrizione del moto .....	39

3.1.2 Modalità di funzionamento del veicolo .....	42
3.2 Metodi di analisi .....	42
3.2.1 Metodi backward e metodi forward .....	42
3.2.2 Il metodo del punto medio di funzionamento .....	44
3.2.3 Il metodo quasi statico .....	47
3.2.4 Il metodo dinamico .....	49
3.2.5 Problemi di ottimizzazione .....	50
3.3 Esempio di calcolo.....	51
3.3.1 Assunzioni preliminari.....	51
3.3.2 Applicazione del metodo del punto medio di funzionamento .....	51
3.3.3 Applicazione del metodo quasi statico.....	52
<b>Capitolo 4 – Modellizzazione del veicolo.....</b>	<b>55</b>
4.1 Introduzione.....	55
4.1.1 Modellizzazione del veicolo: approccio al problema.....	55
4.1.2 Il veicolo di riferimento .....	56
4.2 Modellizzazione del veicolo.....	57
4.2.1 Il modello per la dinamica longitudinale .....	57
4.2.2 Il modello del motore termico.....	58
4.2.3 Il modello della trasmissione .....	64
4.2.4 Il modello della macchina elettrica.....	68
4.2.5 Il modello della batteria .....	70
4.2.6 Il modello del convertitore statico .....	72
4.2.7 Il modello completo del veicolo.....	73
<b>Capitolo 5 – Le strategie di controllo .....</b>	<b>75</b>
5.1 Le strategie di controllo.....	75
5.1.1 Aspetti generali .....	75
5.1.2 Le strategie di controllo del veicolo.....	77
5.2 Strategie basate su regole .....	79
5.2.1 Aspetti generali .....	79
5.2.2 Metodi basati su regole deterministiche.....	80
5.2.3 Metodi basati su logica fuzzy.....	81
5.3 Strategie basate sull’ottimizzazione .....	84

---

5.3.1 Aspetti generali.....	84
5.3.2 Ottimizzazione globale.....	84
5.3.3 Ottimizzazione in tempo reale.....	85
5.4 Esempi applicativi.....	86
5.4.1 La strategia ECMS.....	86
5.4.2 La strategia MMDC.....	91
<b>Capitolo 6 – Simulazioni.....</b>	<b>97</b>
6.1 Considerazioni preliminari.....	97
6.1.1 Il veicolo di riferimento, assunzioni preliminari.....	97
6.1.2 Il modello matematico in ambiente MatLab/Simulini.....	99
6.2 Simulazioni.....	105
6.2.1 Analisi iniziale.....	105
6.2.2 Funzionamento in modalità puramente termica.....	106
6.2.3 Funzionamento conrapporto di coppia costante.....	107
6.2.4 Controllo del motore termico.....	111
6.2.5 Frenata rigenerativa.....	114
6.2.6 Carica delle batterie.....	117
6.2.7 Strategia completa.....	118
6.2.4 Comparazione finale.....	121
<b>Capitolo 7 – Il progetto “E-snake”.....</b>	<b>125</b>
7.1 Introduzione.....	125
7.1.1 Presentazione del progetto.....	125
7.1.2 Caratteristiche meccaniche.....	126
7.1.3 Caratteristiche elettriche.....	129
7.2 Analisi energetica.....	132
7.2.1 Aspetti generali.....	132
7.2.2 Analisi del consumo energetico: percorso di 33 km.....	135
7.2.3 Determinazione dell’autonomia.....	138
7.2.4 Analisi del consumo energetico a velocità costante.....	139

<b>Appendice A – I cicli di guida .....</b>	<b>143</b>
A.1 Cicli di guida, generalità.....	143
A.2 Cicli di guida europei.....	144
A.3 Cicli di guida americani.....	146
A.4 Cicli di guida giapponesi .....	151
<b>Appendice B – Specifiche del veicolo.....</b>	<b>155</b>
<b>Appendice C – Risultati grafico-numeric.....</b>	<b>157</b>
C.1 Introduzione .....	157
C.2 Caratteristiche generali .....	158
C.3 Modalità termica .....	163
C.4 Rapporto di potenza costante .....	165
C.5 Controllo del motore termico.....	171
C.6 frenata rigenerativa .....	174
C.7 Carica delle batterie .....	175
C.8 Strategia completa.....	177
<b>Bibliografia.....</b>	<b>181</b>
<b>Ringraziamenti .....</b>	<b>187</b>

# 1

---

## *Introduzione*

### **1.1 Introduzione.**

Il secolo passato ha testimoniato un notevole incremento della popolazione che si è poi accompagnato ad un altrettanto brusco aumento dei veicoli circolanti in tutto il mondo; le recenti previsioni attestano che tale fenomeno continuerà a protrarsi anche negli anni futuri e le stime fornite da *OICA (Organisation Internationale des Constructeurs d'Automobiles, <http://www.oica.net/>)* indicano che nel 2050 il numero di veicoli crescerà fino a raggiungere i due miliardi e mezzo.

Lo scenario che si prospetta, nel caso in cui tale cifra venga coperta esclusivamente da mezzi di trasporto tradizionali, dotati cioè di comuni motori a combustione interna, sarà caratterizzato da una ingente richiesta di combustibile che andrà inevitabilmente ad esaurire le riserve delle risorse primarie, già duramente provate dal massiccio sfruttamento verificatosi negli anni passati, e da un preoccupante incremento delle emissioni inquinanti che provocherà un progressivo quanto inevitabile peggioramento delle condizioni ambientali.

Questa prospettiva, e le problematiche ad essa connesse, conducono alla necessità di sviluppare per il ventunesimo secolo un sistema di trasporto su strada sostenibile che si prefigga il seguente duplice obiettivo: contenere lo sfruttamento delle fonti energetiche ad un livello accettabile, aumentando l'efficienza di conversione energetica da fonte primaria a

lavoro utile per la propulsione, e, parallelamente, migliorare la qualità dell'aria nelle zone densamente popolate, contenendo le emissioni degli agenti inquinanti nocivi .

Si è così rivolta l'attenzione verso gli autoveicoli elettrici, capaci di assicurare la mobilità senza produrre direttamente emissioni nocive, tuttavia, nonostante essi appaiano come la soluzione migliore in grado di garantire il superamento dei problemi elencati, pur essendo ormai familiari all'opinione pubblica restano ancora penalizzati da diverse limitazioni, in particolare il prezzo non ancora concorrenziale e l'autonomia limitata rispetto a un veicolo convenzionale.

Una possibile risposta a queste necessità è rappresentata dai *veicoli ibridi*, nei quali l'energia per la propulsione può provenire da più sorgenti di diversa natura (ad esempio dall'uso combinato di un motore a combustione interna e di un motore elettrico): ad oggi infatti tale tecnologia è stata riconosciuta come l'unica capace di operare nel breve-medio termine una consistente riduzione delle emissioni inquinanti e dei consumi di combustibile, fornendo comunque mezzi di trasporto in grado di soddisfare le aspettative del mercato in termini di prestazioni, facilità di guida e costi.

Infatti, associando al motore a combustione interna una macchina elettrica in grado, per la sua intrinseca reversibilità, di aggiungere o sottrarre potenza alla totale potenza di propulsione, è possibile aumentare le prestazioni del veicolo senza peggiorare consumi ed emissioni, recuperare energia in fase di frenatura ed operare, per piccoli tragitti, esclusivamente con il motore elettrico, quindi senza emettere sostanze inquinanti nell'atmosfera.

Si ottiene in questo modo un sistema a trazione ibrida, che consente di sfruttare il motore a combustione interna nelle condizioni di funzionamento a rendimento più elevato, minimizzandone l'utilizzazione nelle condizioni di basso carico.

In sintesi quindi:

- il motore elettrico può sostituire del tutto o in parte il motore a combustione interna nelle condizioni di *stop and go* (guida in condizioni di traffico congestionato) e di carico ridotto;
- il motore elettrico può coadiuvare il motore a combustione interna in fase di accelerazione, il che consente di utilizzare motori termici di dimensioni minori ed intrinsecamente più efficienti date le minori perdite termiche e per attrito, senza alcuna riduzione delle prestazioni complessive;
- il motore elettrico può essere utilizzato per recuperare una parte dell'energia cinetica del veicolo in fase di decelerazione (frenata rigenerativa), energia che altrimenti

andrebbe dissipata per attrito e che viene invece convertita ed accumulata sottoforma di energia elettrica;

I vantaggi della tecnologia ibrida, già noti all'inizio del 20° secolo, sono diventati fruibili solo recentemente con lo sviluppo di sistemi di controllo elettronici e di accumulatori di energia elettrica sofisticati e dal costo di produzione accettabile. Ciò rende possibile quindi la commercializzazione di veicoli su larga scala: i veicoli ibridi-elettrici sono oggi disponibili sul mercato e sono in grado di ridurre in maniera significativa il consumo di carburante e l'impatto ambientale complessivo, senza un eccessivo aggravio dei costi.

Il perseguimento di tutti questi obiettivi rende però necessaria la definizione del corretto modo di cooperare dei vari dispositivi che costituiscono il sistema di propulsione: tale cooperazione si sviluppa come successione di azioni determinate dalla strategia di controllo del veicolo, il cui studio costituisce il nucleo centrale della presente tesi.

## **1.2 Organizzazione della tesi.**

La presente tesi si articola in sette diversi capitoli e tre appendici. Dopo una sommaria introduzione al problema energetico legato agli attuali mezzi di trasporto, nel capitolo 2 vengono presentate le architetture classiche dei veicoli ibridi elettrici e ne vengono descritte le relative caratteristiche di funzionamento.

La trattazione procede al capitolo 3 con l'analisi dei metodi di calcolo tradizionalmente adottati per lo studio energetico dei veicoli con particolare riferimento al *metodo quasi statico*, utilizzato anche successivamente nell'analisi condotta al capitolo 6.

Il capitolo 4 introduce al problema della modellizzazione di un veicolo ibrido parallelo, necessaria prima di intraprendere la via della simulazione numerica al calcolatore: preso in esame un veicolo di riferimento, le cui caratteristiche tecniche rispecchiano fedelmente quelle di un veicolo reale, vengono analizzati gli organi fondamentali che concorrono alla propulsione del mezzo; individuati quindi i parametri e le relazioni fondamentali che descrivono il loro comportamento, ne viene ricavata una modellizzazione consona al *metodo quasi statico* adottato.

Successivamente, nel capitolo 5 vengono introdotte le definizioni fondamentali circa le strategie di controllo dei veicoli ibridi e, nello stesso capitolo, vengono introdotte e sommariamente descritte le principali strategie che costituiscono lo stato dell'arte del settore.

Il sesto capitolo affronta l'analisi energetica del veicolo preso in esame per mezzo dell'implementazione in ambiente *MatLab Simulink* del modello del veicolo ricavato al capitolo 4; l'analisi grafico-numerica delle strategie di controllo implementate consente di

mettere in evidenza l'influenza che esse sono in grado di esercitare sui consumi energetici del mezzo e ha permesso di individuare le regole generali per la definizione di una strategia euristica per il controllo in tempo reale del veicolo. Tale strategia viene successivamente implementata e testata comparando le prestazioni energetiche del mezzo con quelle ottenibili da un sistema di propulsione classico.

Nel capitolo 7 vengono descritti lo sviluppo, ma soprattutto l'analisi energetica, del progetto *E-snake*, un innovativo scooter elettrico a tre ruote nato come frutto della stretta collaborazione tra il Dipartimento di Ingegneria Elettrica (in particolare il *Laboratorio di Sistemi elettrici per l'Automazione e la Veicolistica*) ed il Dipartimento di Ingegneria Meccanica (in particolare il *Motorcycle Dynamics Research Group*) dell'università di Padova.

Concludono la tesi l'appendice A, che descrive sommariamente le caratteristiche dei cicli di guida comunemente utilizzati, l'appendice B, che riporta le caratteristiche tecniche del veicolo ibrido preso in esame e l'appendice C dove vengono riportati i risultati grafici e numerici, ottenuti in sede di simulazione, di rilevanza secondaria ai fini della trattazione considerata: la loro presenza quindi serve principalmente a testimoniare la validità del modello matematico realizzato.

# 2

---

## *I veicoli ibridi*

### **2.1 Il problema ambientale.**

#### **2.1.1 I consumi energetici.**

Nel corso del XX secolo l'uomo è diventato una specie assai più mobile. Fino a 150 anni fa infatti, gli spostamenti erano limitati alla distanza che una persona o un animale erano in grado di percorrere a piedi e ciò attualmente resta ancora valido per circa un terzo dell'umanità. Per gli altri due terzi invece, la maggior mobilità di persone e di beni ha avuto un impatto che ha cambiato molti aspetti della vita quotidiana: il lavoro, la famiglia, la società e la pianificazione delle città.

Attenendosi ai dati forniti da *EIA (Energy Information and Administration, <http://www.eia.gov/>)*, attualmente i trasporti consumano circa il 30% dell'energia mondiale ed il 95% del petrolio globale, gli Stati Uniti sono di gran lunga il maggior consumatore di energia per i trasporti ed utilizzano più di un terzo (quasi 35 milioni di barili al giorno) del totale energetico globale (circa 80,72 milioni di barili al giorno). La figura 2.1 illustra lo stato attuale dei consumi di petrolio di diversi paesi ed una proiezione degli stessi relativa ai prossimi due decenni.

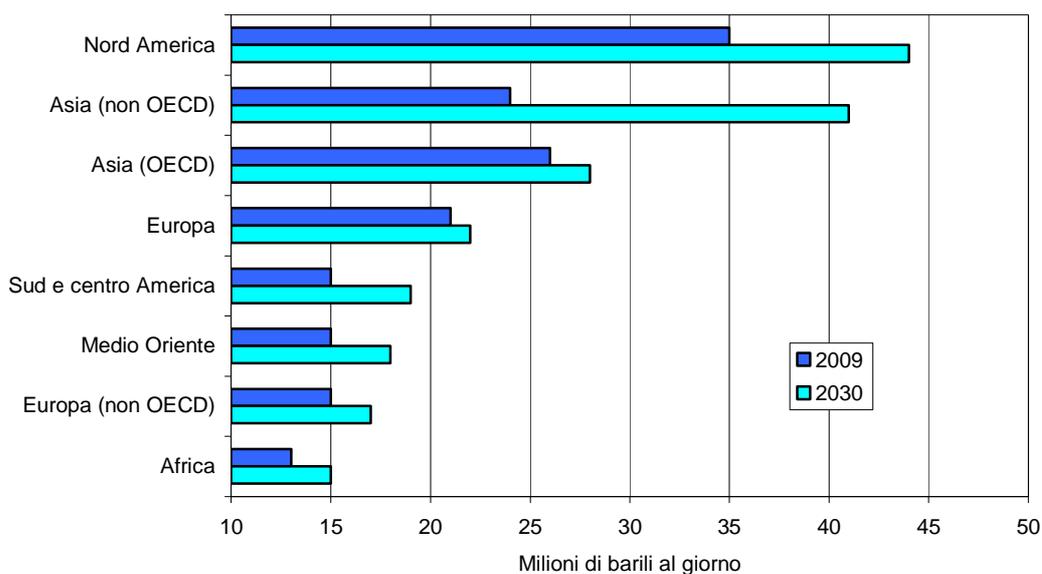


Fig. 2.1 Stima dei consumi di petrolio (fonte EIA).

La figura 2.2 illustra invece una proiezione dei consumi energetici nei diversi settori nei prossimi anni: è evidente che la crescita del consumo energetico legata ai trasporti è la più elevata e lo scarto è da imputarsi in parte a modalità di trasporto più flessibili ed, in misura maggiore, alla maggiore intensità energetica degli stessi: è lecito attendersi pertanto che anche un piccolo cambiamento nelle scelte relative ai trasporti possa avere un significativo impatto sociale, politico ed economico.

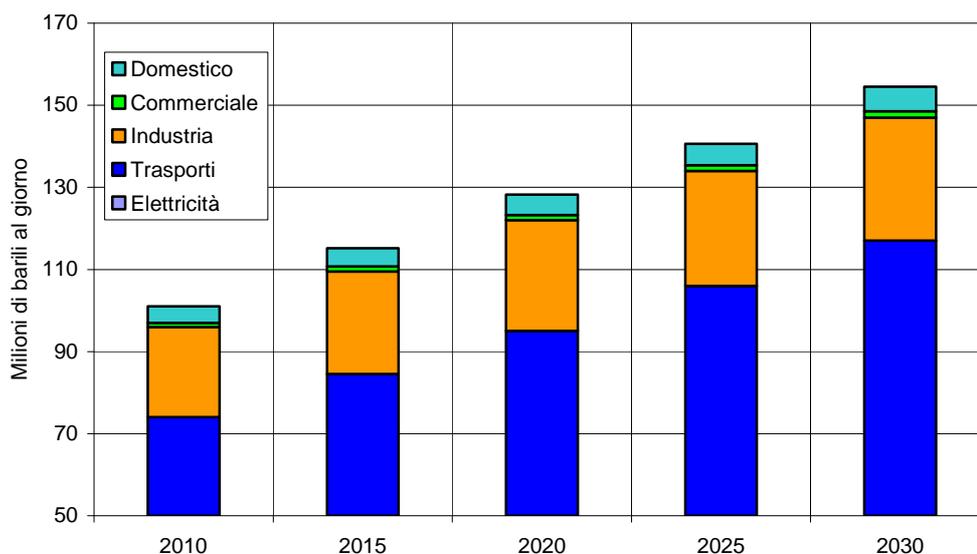


Fig. 2.2 Diversificazione dell'utilizzo di petrolio in diversi settori (fonte EIA).

Il fattore che più incide sulla crescita dei consumi legata ai trasporti è senza dubbio rappresentato dall'uso dell'auto privata, come testimonia il grafico in figura 2.3. Secondo i dati forniti da *OICA* (*Organisation Internationale des Constructeurs d'Automobiles*, <http://oica.net/>) infatti, la stima delle auto prodotte a livello mondiale dalle catene di produzione nel 2009 si attesta sui 61.7 milioni di unità, circa 6 volte di più rispetto al 1950. Attualmente il parco auto mondiale ha ora superato i 580 milioni di veicoli ed è tuttora in fase di crescita con incremento annuale di circa 11 milioni di unità.

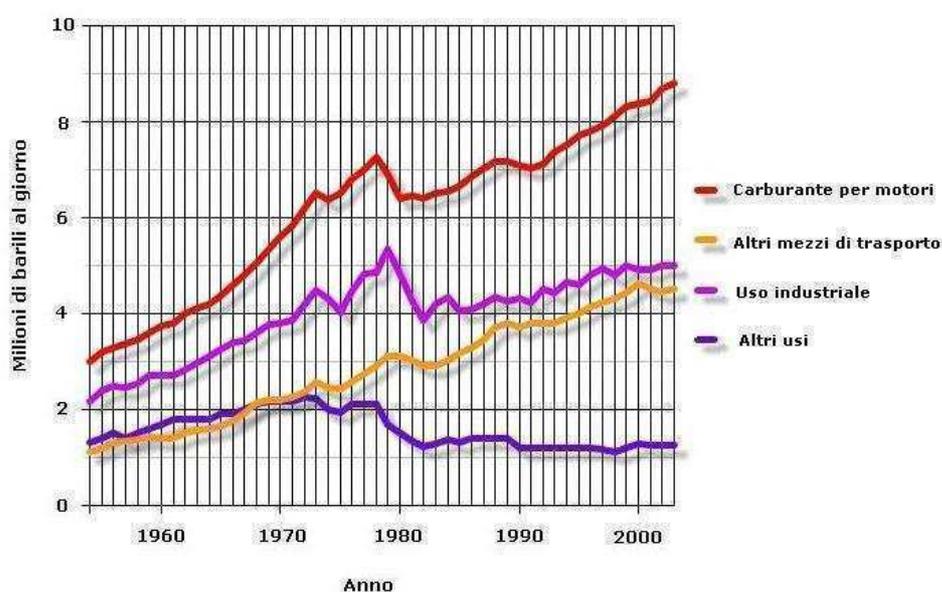


Fig. 2.3 Evoluzione dei consumi di petrolio per settore (fonte *OICA*).

Mediamente in Europa il 40% circa del consumo totale di energia da parte dei trasporti è dovuto al trasporto urbano. Allo stato attuale quest'ultimo dipende per il 95% da una singola fonte di energia, il petrolio, la cui influenza nelle economie mondiali è di primaria rilevanza dato che espone l'intera vita economica ai rischi del mercato internazionale di tale vettore energetico.

Il petrolio infatti, dopo la fase di estrazione, viene opportunamente trattato e da esso vengono ricavate, oltre ad una serie di materie plastiche, le benzine, i combustibili di cui tutti i tradizionali veicoli hanno bisogno per il loro funzionamento: i gas di scarico sviluppati dalla loro combustione contengono componenti altamente dannosi per l'ambiente e nocive per l'uomo. I principali agenti responsabili della nocività sono gli ossidi di carbonio (CO), l'anidride carbonica (CO<sub>2</sub>), gli ossidi di azoto (NO<sub>x</sub>), gli idrocarburi incombusti (HC) e le polveri sottili (PM10, PM54, PM2) le cui emissioni sono strettamente legate alle condizioni di funzionamento del motore termico e, di conseguenza, alle condizioni di utilizzo delle auto.

A tal proposito è opportuno osservare che mediamente in Europa il 35% circa degli spostamenti giornalieri in auto coprono una distanza inferiore a 10 km: di questi, circa il 50% sono inferiori ai 3 km mentre l'80% circa sono inferiori ai 7 km.

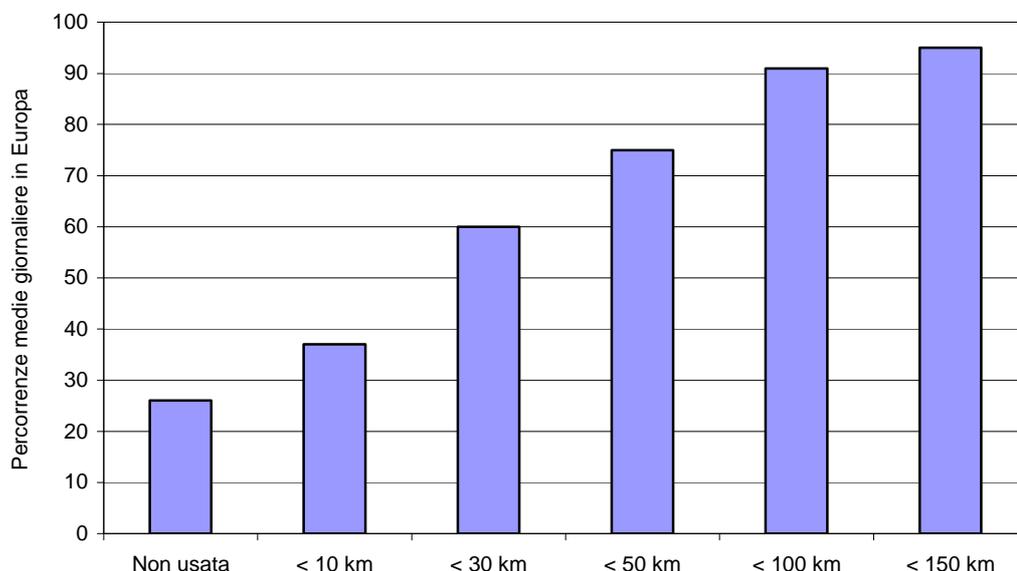


Fig. 2.4 Percorrenze medie giornaliere in Europa.

Poiché quindi le percorrenze medie giornaliere coprono tragitti di lunghezza piuttosto limitate, il motore termico si trova spesso ad operare in condizioni di basso rendimento e ciò implica inevitabilmente una forte penalizzazione in termini di consumi ed emissioni.

Questa realtà, associata alla prospettiva di crescita dei consumi energetici illustrata poc'anzi, consente dunque di affermare, a ragione, che gli attuali mezzi di trasporto rappresentano i maggiori responsabili dell'inquinamento nelle grandi città.

### **2.1.2 Le normative introdotte.**

L'esigenza di trovare una soluzione al problema dei mutamenti climatici del pianeta provocati dall'inquinamento dell'aria a livello globale (effetto serra) e, nello stesso tempo, di intervenire efficacemente per ridurre l'inquinamento acustico delle città, ha stimolato la comunità internazionale verso la ricerca di strategie orientate ad uno sviluppo sostenibile nel rispetto dell'ambiente.

Lo Stato della California è stato uno dei primi a comprendere l'importanza di questo problema e, per tale ragione, nel 1990, con la dichiarazione del *Clear Air Act*, ha imposto

che, a partire dal 1998 il 48% delle autovetture vendute fosse di tipo *LEV* (*Low Emission Vehicles*), il 2% di tipo *ULEV* (*Ultra Low Emission Vehicles*) ed un altro 2% di tipo *ZEV* (*Zero Emission Vehicles*), quest'ultimo dato sarebbe poi dovuto crescere fino al 10% nel 2003. Ognuno di questi veicoli è caratterizzato da un diverso limite massimo di emissioni secondo quanto riportato in tabella 2.1

Tabella 2.1 Limiti di emissioni imposti dalla normativa americana.

	NMOG [g/miglio]	CO [g/miglio]	NO <sub>x</sub> [g/miglio]
<b>LEV</b>	0.075	3.4	0.05
<b>ULEV</b>	0.04	1.7	0.05
<b>ZEV</b>	0	0	0

Anche in ambito europeo sono state definite delle direttive volte a contrastare il problema dell'inquinamento ambientale imputabile ai veicoli. Con questo intento infatti, nel dicembre 1997 è stato firmato il *Protocollo di Kyoto*, un documento sottoscritto nell'omonima città giapponese da più di 160 paesi in occasione della conferenza della *Convenzione Quadro delle Nazioni Unite sui Cambiamenti Climatici*.

Il Protocollo di Kyoto, sulla base del principio di "comuni, ma differenziate responsabilità", impegna i paesi industrializzati e quelli ad economia in transizione a ridurre le emissioni dei principali gas responsabili dell'effetto serra rispetto ai valori del 1990. I paesi soggetti a vincoli di emissioni sono 39 ed includono i paesi europei (compresi quelli dell'est), il Giappone, la Russia, il Canada, l'Australia e la Nuova Zelanda, gli obiettivi specifici di riduzione delle emissioni sono stati pianificati per il periodo 2008-2012.

L'Italia ha ratificato il Protocollo di Kyoto attraverso la legge di ratifica dell'1 giugno 2002, n. 120, in cui viene illustrato il relativo *Piano nazionale per la riduzione delle emissioni di gas ad effetto serra*: l'obiettivo stabilito per l'Italia consiste in una riduzione del 6,5% rispetto ai livelli del 1990 quindi, considerando i dati registrati in quell'anno, le emissioni in Italia non potranno eccedere nel periodo 2008-2012 il valore limite di 487,1 Mt di CO<sub>2</sub> equivalente.

Secondo i dati forniti da *ENEA* sull'*Inventario annuale delle emissioni di gas su scala regionale* (<http://www.enea.it>) le emissioni in Italia negli anni si sono attestate sui seguenti valori:

- 1990: 516,9 Mt di CO<sub>2</sub> equivalente;

- 2005: 573,6 Mt di CO<sub>2</sub> equivalente;
- 2008: 538,6 Mt di CO<sub>2</sub> equivalente;
- 2009: 502,3 Mt di CO<sub>2</sub> equivalente.

Una prima analisi dei precedenti dati conduce alle seguenti osservazioni: dal 1990 al 2005 le emissioni di gas di serra in Italia sono continuamente aumentate ma dal 2005, con l'entrata in vigore del Protocollo e con le conseguenti misure adottate, le emissioni sono sempre diminuite, anche prima della crisi, fino al 2008 di 35 Mt di CO<sub>2</sub> equivalente. Nel 2009 per effetto congiunto della crisi (prevalente), dell'aumento della quota di energie rinnovabili (+9,3% rispetto al 2008) e del miglioramento dell'efficienza energetica, si è verificato un calo delle emissioni pari a 36,3 Mt di CO<sub>2</sub> equivalente in un solo anno: alla fine del 2009 le emissioni di gas serra quindi sono scese del 3% rispetto ai valori del 1990. Il Protocollo di Kyoto impone per l'Italia una riduzione del 6,5% rispetto ai valori del 1990 pertanto, se i trend di decrescita si mantenessero stabili, tale obiettivo sarebbe raggiunto nei prossimi tre anni solo con un'ulteriore riduzione di 19 Mt di CO<sub>2</sub> equivalente. Nei prossimi due anni quindi, anche solo con una riduzione media simile a quella in atto prima della crisi, si potrebbe giungere, anche senza conteggiare i meccanismi flessibili, ad un valore maggiore del 6,5%.

Anche l'obiettivo europeo per l'Italia al 2020 di emissioni pari a 485 Mt di CO<sub>2</sub> equivalenti nei settori ETS (trasporti, industria non energivora, settore civile e agricoltura) e non-ETS (termoelettrico e industrie energivore), non sembra essere irraggiungibile o molto costoso anche se, mentre a breve le previsioni sono più attendibili, a medio termine, al 2020, sono più incerte. Esaminando comunque le dinamiche di alcuni settori chiave (consumi di elettricità, consumi di energia nei trasporti, consumi energetici nell'industria e nelle abitazioni), non si ravvisano tendenze verso significativi aumenti di consumi di energia di origine fossile, ovviamente a meno di interruzione delle misure di incentivazione delle fonti rinnovabili e di quelle relative allo sviluppo dell'efficienza energetica.

### **2.1.3 Prospettive future.**

Accertata la priorità della soluzione che il problema ambientale richiede, un efficace sistema di contrasto ai problemi derivanti dall'inquinamento prevede necessariamente una pluralità di interventi, che devono essere volti tanto alla razionalizzazione della gestione di mobilità quanto ad azioni di congestione del traffico che favoriscano sia il trasporto pubblico nelle zone di traffico ad alta intensità, sia il trasporto individuale nelle zone in cui esso risulta meno concentrato.

Accanto a ciò, un'ulteriore prospettiva è rappresentata dall'introduzione di veicoli e combustibili intrinsecamente più "puliti", veicoli cioè parzialmente o completamente svincolati dai combustibili fossili: in questo scenario, ed in linea di principio, l'opzione elettrica si pone quale miglior soluzione alla realizzazione di un sistema di trasporto "pulito" in tutte le sue forme, da quello pubblico (ferrovie, tram, metropolitane) a quello individuale (veicoli elettrici autonomi a batterie).

L'opzione elettrica presenta in effetti una serie di vantaggi peculiari che la rendono particolarmente attraente per il traffico cittadino: emissioni nulle, silenziosità, maggiore efficienza nei tragitti "stop and go". Essa appare quindi come la risposta più convincente ai problemi ambientali tanto a livello globale, quanto al sistema città. Per contro un veicolo dotato di propulsione elettrica soffre della forte dipendenza dal sistema di accumulo il cui costo e la cui capacità di immagazzinamento energetico, allo stato attuale, costituiscono l'ostacolo principale alla diffusione di tali mezzi. La soluzione che potrebbe interessare i prossimi anni dunque potrebbe essere una soluzione combinata di tipo ibrido che consenta di godere, contemporaneamente, dei vantaggi del sistema elettrico e di quello tradizionale.

## **2.2 I veicoli di nuova generazione.**

### **2.2.1 I veicoli convenzionali ed i veicoli elettrici.**

I veicoli di uso comune possono essere distinti in base al sistema di propulsione adottato, il quale permette di individuare due categorie distinte: i veicoli elettrici (*EV, Electric Vehicles*), dotati di propulsore elettrico, ed i veicoli convenzionali, dotati del classico motore termico.

I veicoli convenzionali, che attualmente detengono la quota più rilevante del mercato delle auto, sono dotati di un motore a combustione interna (*ICE, Internal Combustion Engine*) che costituisce l'unico dispositivo preposto alla propulsione, tali veicoli assicurano buone prestazioni globali ed un ampio range di utilizzo grazie anche all'esperienza maturata dalla loro consolidata diffusione, tuttavia il loro impiego è fortemente penalizzato da importanti fattori legati ai problemi ambientali precedentemente descritti.

Accanto ai veicoli tradizionali sono attualmente disponibili sul mercato veicoli elettrici che consentono in parte di ovviare alle problematiche derivanti dall'utilizzo di combustibile fossile, tali veicoli infatti sono privi di motore a combustione interna e la trazione in questo

caso è assicurata unicamente da uno o più motori elettrici alimentati, nella maggior parte dei casi, da un sistema di batterie.

Purtroppo le prestazioni globali dei veicoli elettrici attualmente in commercio non sono completamente equiparabili a quelle di un veicolo tradizionale a causa della limitata quantità di energia immagazzinabile nelle batterie: per un confronto diretto basta osservare che un volume di 40 l di benzina, a cui corrisponde una massa di circa 30 kg, è in grado di sviluppare un'energia di circa 30 kWh mentre, in una batteria della stessa massa, è invece possibile immagazzinare un'energia di circa 1.1 kWh. Le batterie pertanto costituiscono il più importante punto debole di questo tipo di mezzi poiché, oltre ad avere un costo rilevante, ne condizionano pesantemente l'autonomia.

Il problema può essere parzialmente risolto associando alle batterie ulteriori dispositivi di accumulo e trasformazione energetica come supercondensatori, celle a idrogeno e celle fotovoltaiche ma, nonostante ciò, il vincolo fondamentale legato all'autonomia del sistema di accumulo energetico, da un punto di vista pratico, rende i veicoli elettrici inadeguati come veicoli sostitutivi a quelli tradizionali nella maggior parte dei casi.



Fig. 2.5 Due esempi di auto elettriche: Fiat Panda Van (a sinistra) e Citroën Berlingo (a destra).

### **2.2.2 I veicoli ibridi: una soluzione alternativa.**

I veicoli ibridi nascono con l'intento di coniugare i vantaggi del sistema elettrico e di quello convenzionale: per definizione un veicolo ibrido è dunque un veicolo in cui l'energia necessaria per la propulsione è resa disponibile da due o più sorgenti energetiche di natura diversa che cooperano secondo le regole imposte da un opportuno sistema di controllo al fine di garantire, per quanto possibile, una riduzione globale dei consumi di carburante e delle emissioni rispetto ad un veicolo convenzionale, pur assicurando analoghe prestazioni; se almeno una di queste sorgenti è di natura elettrica il veicolo ibrido viene detto veicolo ibrido elettrico (*HEV, Hybrid Electric Vehicle*).

In un veicolo ibrido il sistema di trazione (*drive train*) solitamente è costituito da due o più sistemi di potenza (*power train*) i quali interagiscono tra loro per mezzo di convertitori

unidirezionali o bidirezionali. Mentre quindi in un veicolo tradizionale l'energia segue un percorso diretto sempre dal motore alle ruote, in un veicolo ibrido la bidirezionalità di alcuni dispositivi consente di gestire l'energia in modo più efficace sfruttando la possibilità di farle percorrere "strade" diverse.

La figura 2.6 illustra una possibile configurazione di un sistema di propulsione ibrido ed i relativi flussi energetici: il drive train in esame è costituito da due power train fisicamente distinti ma opportunamente coordinati, in particolare il power train 1 è costituito da un motore termico convenzionale mentre il power train 2 è composto da un sistema di accumulo che alimenta un motore elettrico il quale, grazie alla sua intrinseca reversibilità, può operare in condizioni diverse.

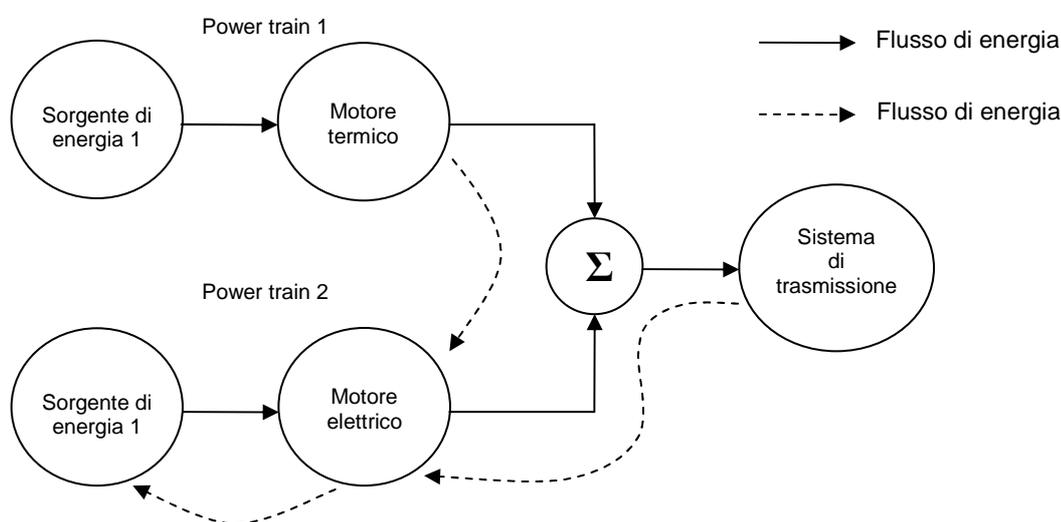


Fig. 2.6 Esempio di drive train di un veicolo ibrido.

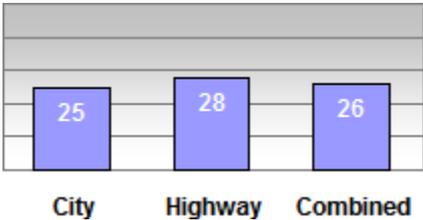
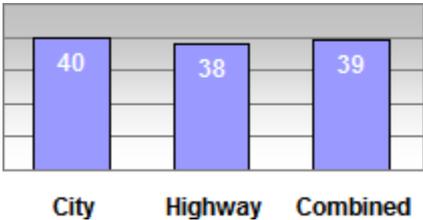
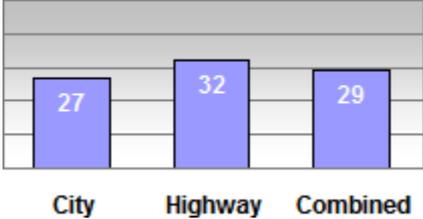
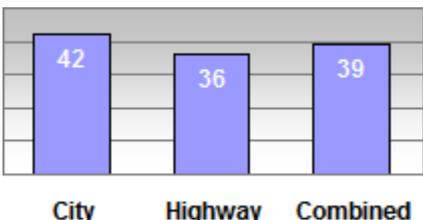
Con riferimento al precedente esempio quindi, sfruttando l'opportunità di poter far compiere all'energia percorsi variabili, per il drive train si presentano diverse possibilità di funzionamento:

- il power train 1 può fornire da solo l'energia per la propulsione mentre il power train 2 è inattivo: il veicolo si comporta come un veicolo tradizionale;
- il power train 2 può fornire da solo l'energia per la propulsione mentre il motore termico è inattivo: il veicolo si comporta come un veicolo elettrico (ZEV);
- entrambi i power train possono fornire energia per la propulsione: il veicolo funziona in modalità ibrida;

- il power train 2 può recuperare una parte dell'energia cinetica del veicolo durante le fasi di frenata;
- il power train 1 può fornire contemporaneamente energia alla trasmissione per la propulsione ed energia al power train 2.

In un veicolo ibrido la possibilità dunque di disporre di diverse modalità operative del drive train crea maggior flessibilità ed un'attenta gestione della loro successione permette di ottimizzare le prestazioni e l'efficienza complessiva del veicolo.

Tabella 2.2 Alcuni veicoli ibridi attualmente in commercio.

Modello	Consumo (in MPG)	Prezzo								
<p><b>Lexus GS 450h</b></p> 	<p><b>Consumo (in MPG)</b></p>  <table border="1"> <tr> <th>Modalità</th> <th>Consumo (MPG)</th> </tr> <tr> <td>City</td> <td>25</td> </tr> <tr> <td>Highway</td> <td>28</td> </tr> <tr> <td>Combined</td> <td>26</td> </tr> </table>	Modalità	Consumo (MPG)	City	25	Highway	28	Combined	26	<p><b>Prezzo:</b> <b>\$ 54900</b></p>
Modalità	Consumo (MPG)									
City	25									
Highway	28									
Combined	26									
<p><b>Toyota Camry Hybrid</b></p> 	<p><b>Consumo (in MPG)</b></p>  <table border="1"> <tr> <th>Modalità</th> <th>Consumo (MPG)</th> </tr> <tr> <td>City</td> <td>40</td> </tr> <tr> <td>Highway</td> <td>38</td> </tr> <tr> <td>Combined</td> <td>39</td> </tr> </table>	Modalità	Consumo (MPG)	City	40	Highway	38	Combined	39	<p><b>Prezzo:</b> <b>\$ 26200</b></p>
Modalità	Consumo (MPG)									
City	40									
Highway	38									
Combined	39									
<p><b>Saturn Vue Hybrid</b></p> 	<p><b>Consumo (in MPG)</b></p>  <table border="1"> <tr> <th>Modalità</th> <th>Consumo (MPG)</th> </tr> <tr> <td>City</td> <td>27</td> </tr> <tr> <td>Highway</td> <td>32</td> </tr> <tr> <td>Combined</td> <td>29</td> </tr> </table>	Modalità	Consumo (MPG)	City	27	Highway	32	Combined	29	<p><b>Prezzo:</b> <b>\$ 23495</b></p>
Modalità	Consumo (MPG)									
City	27									
Highway	32									
Combined	29									
<p><b>Nissan Altima Hybrid</b></p> 	<p><b>Consumo (in MPG)</b></p>  <table border="1"> <tr> <th>Modalità</th> <th>Consumo (MPG)</th> </tr> <tr> <td>City</td> <td>42</td> </tr> <tr> <td>Highway</td> <td>36</td> </tr> <tr> <td>Combined</td> <td>39</td> </tr> </table>	Modalità	Consumo (MPG)	City	42	Highway	36	Combined	39	<p><b>Prezzo:</b> <b>\$ 24400</b></p>
Modalità	Consumo (MPG)									
City	42									
Highway	36									
Combined	39									

## 2.3 I veicoli ibridi: caratteristiche.

### 2.3.1 Architetture standard

Un veicolo ibrido è stato definito come un veicolo dotato di due sistemi di potenza distinti in grado di cooperare per garantire la propulsione del mezzo. Tale definizione è di carattere del tutto generale e non consente di mettere in luce un aspetto fondamentale, ovvero la possibilità da parte del drive train di assumere caratteristiche molto diverse a seconda della disposizione mutua dei due power train.

Sulla base di ciò i veicoli ibridi elettrici, sui quali è focalizzato il presente lavoro, generalmente vengono classificati in quattro tipologie: si possono infatti considerare veicoli ibridi di tipo serie, parallelo, serie-parallelo e complesso e la configurazione dei relativi drive train è schematicamente illustrata in figura 2.7.

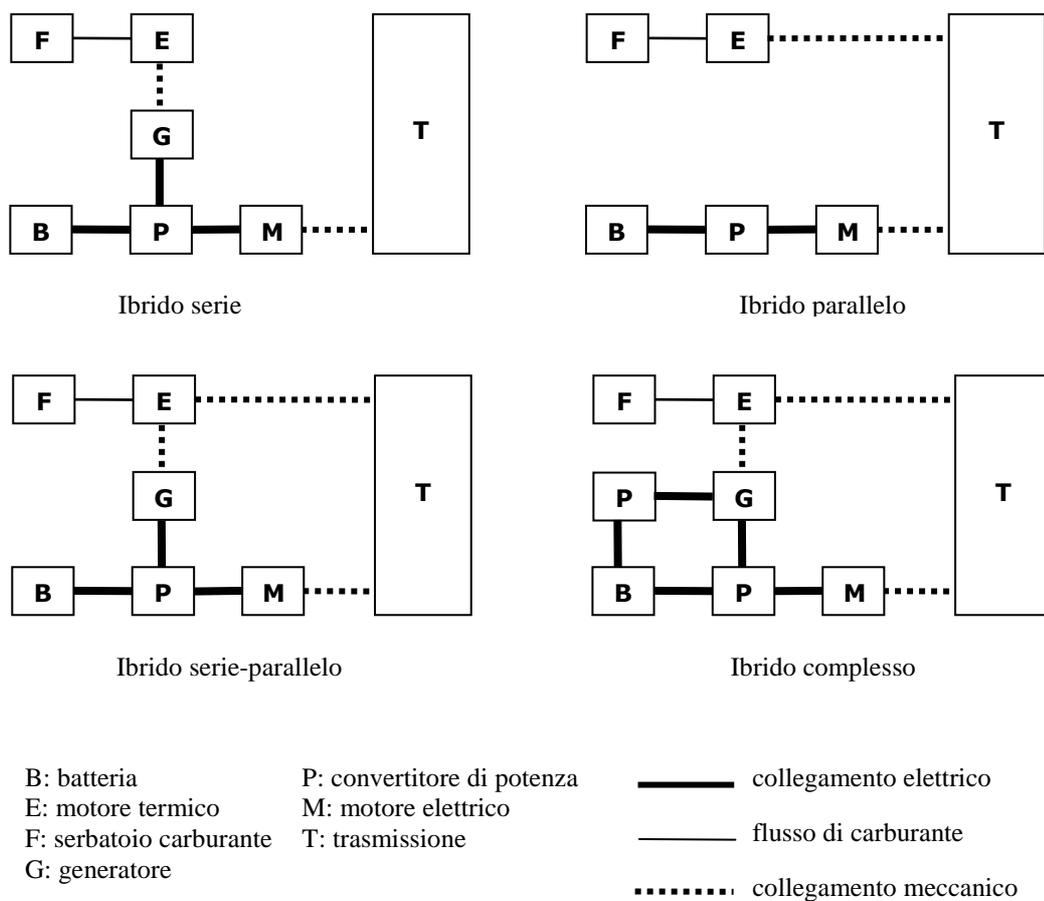


Fig. 2.7 Drive train dei veicoli ibridi.

Il dimensionamento e lo studio del drive train di un veicolo ibrido quindi, alla luce delle diverse configurazioni che esso può assumere, richiede un'attenta analisi dei flussi di energia disponibili nelle varie modalità operative, lo sviluppo cioè di una delle precedente architetture è sempre accompagnato dallo sviluppo di un sistema di gestione e coordinamento dei vari dispositivi del drive train, altresì detto *power management*: per power management si intende la definizione di un algoritmo di controllo che, valutando in tempo reale lo stato energetico dei vari dispositivi nonché la richiesta di potenza da parte del guidatore, gestisca le diverse fonti di energia e le loro interazioni con il resto del sistema in modo tale che da un lato siano garantite buone prestazioni e, dall'altro, siano contenuti i consumi energetici complessivi.

Nel seguito verranno brevemente introdotte e descritte solo la configurazione di tipo serie e quella di tipo parallelo poiché queste costituiscono le principali configurazioni sulle quali viene maggiormente concentrata l'attenzione delle case di produzione; una nomina particolare tuttavia va rivolta alla configurazione serie-parallelo giacché tale sistema è efficacemente in uso nella Toyota Prius, una delle auto ibride più vendute. Il lancio del primo modello di Prius avvenne in Giappone nel 1997 e nel mercato mondiale nel 2000; alla fine del 2003 ne erano state vendute 160.000 esemplari in Giappone, in Europa e in NordAmerica.

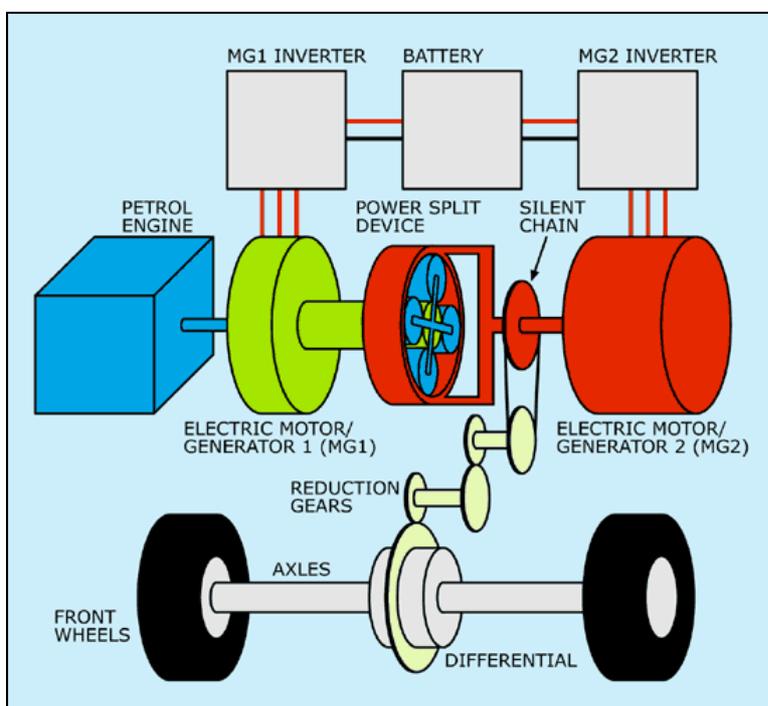


Fig. 2.8 Il drive train della Toyota Prius.

### 2.3.2 Architettura serie.

Un veicolo ibrido elettrico *serie* (*S-HEV*, *Series Hybrid Electric Vehicle*) è un veicolo dotato di due distinti power train connessi in serie tra loro ed il motore elettrico rappresenta l'unico dispositivo preposto alla propulsione del mezzo. La configurazione di un veicolo di questo tipo è schematicamente rappresentata in figura 2.9.

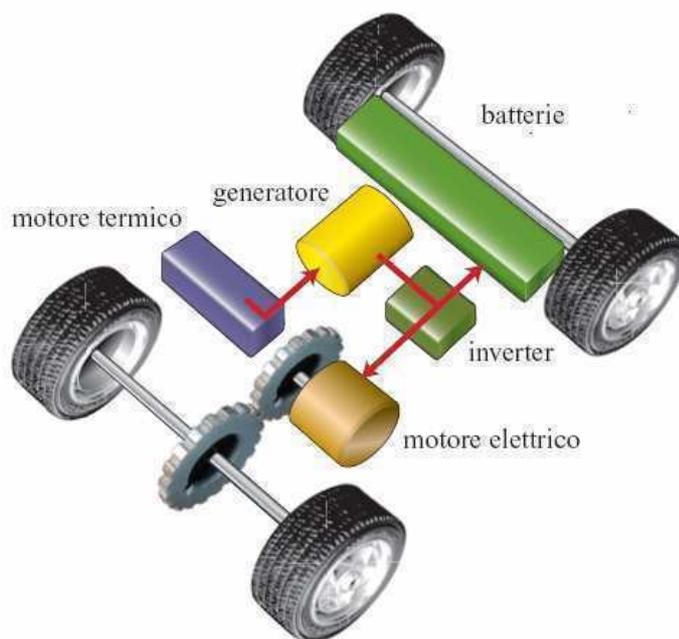


Fig. 2.9 Architettura di un veicolo ibrido serie.

La descrizione di un siffatto veicolo ha origine dal motore a combustione interna il quale, similmente a quanto avviene nei veicoli tradizionali, converte l'energia chimica del carburante in energia meccanica che viene resa disponibile all'albero a gomiti; tale albero viene connesso unicamente all'albero di un generatore elettrico ed è quindi meccanicamente completamente svincolato dal moto delle ruote. I morsetti elettrici del generatore vengono allacciati ad un bus di potenza che confluisce in un convertitore elettronico a cui è connesso anche il sistema di batterie.

Poiché quindi gli scambi energetici all'interno del mezzo possono variare in base alle sue esigenze energetiche, un'architettura costruttiva di questo tipo consente al drive train di funzionare secondo le diverse modalità schematicamente rappresentate di seguito (i collegamenti a tratto discontinuo rappresentano uno scambio energetico nullo):

- *modalità puramente elettrica*: il veicolo è in moto, il motore termico è spento mentre quello elettrico viene alimentato unicamente dalle batterie, il veicolo si comporta come un veicolo elettrico (ZEV) e la sua autonomia è strettamente vincolata alla capacità del sistema di accumulo.

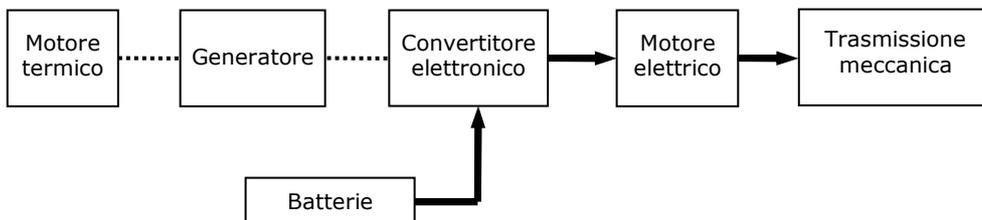


Fig. 2.10 Modalità elettrica di un S-HEV.

- *modalità puramente termica*: il veicolo è in moto, il motore elettrico viene alimentato solamente dal motore termico attraverso il generatore; le batterie non scambiano alcuna potenza con il resto del sistema.

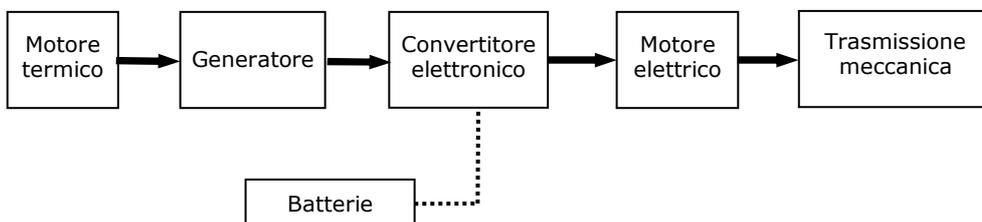


Fig. 2.11 Modalità termica di un S-HEV.

- *modalità ibrida*: il veicolo è in moto, l'energia per la propulsione viene fornita contemporaneamente dal motore termico e dalle batterie.

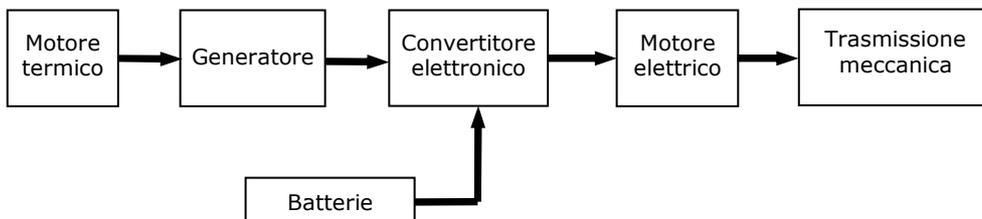


Fig. 2.12 Modalità ibrida di un S-HEV.

- *trazione con motore termico e carica delle batterie*: il veicolo è in moto, il motore termico fornisce contemporaneamente energia al motore elettrico per la propulsione e al convertitore elettronico per la ricarica delle batterie.

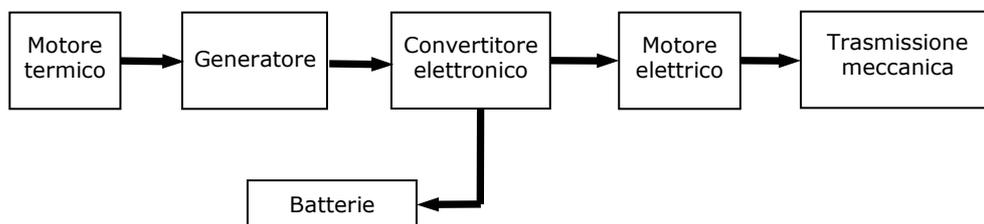


Fig. 2.13 Ricarica delle batterie in un S-HEV.

- *frenata rigenerativa*: il veicolo è in fase di frenata, il motore termico viene spento mentre quello elettrico funziona da generatore, l'energia cinetica dissipata viene in parte utilizzata per caricare le batterie.

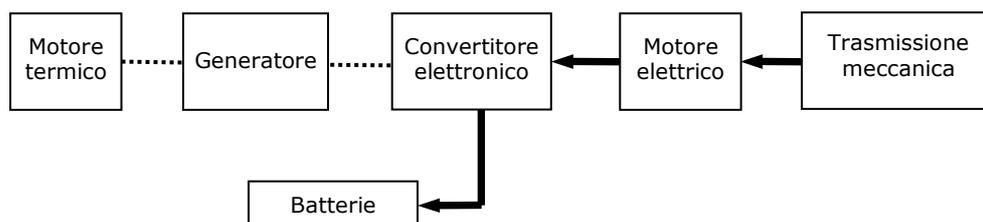


Fig. 2.14 Frenata rigenerativa in un S-HEV.

- *carica delle batterie*: il veicolo è fermo, il motore elettrico non riceve energia mentre quella sviluppata dal motore termico viene utilizzata per caricare le batterie.

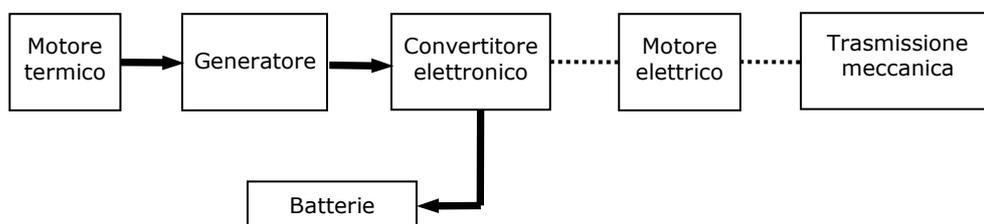


Fig. 2.15 Carica delle batterie in un S-HEV.

- *carica ibrida delle batterie*: il veicolo è in fase di rallentamento, l'energia proveniente dal motore termico ed una parte dell'energia cinetica recuperata vengono utilizzate per caricare le batterie.

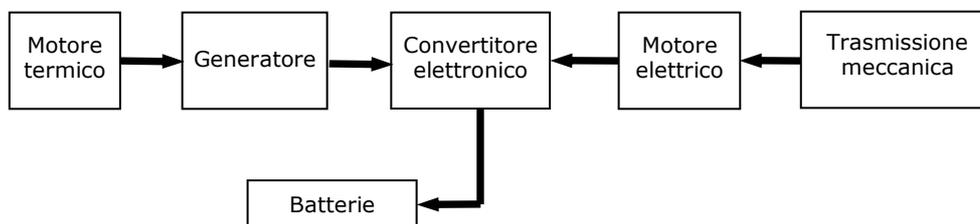


Fig. 2.16 Carica ibrida delle batterie in un *S-HEV*.

In una situazione reale le condizioni di guida variano continuamente quindi, a seconda del percorso lungo cui si muove, il veicolo si troverà a funzionare ciclicamente in tutte le modalità operative appena descritte: la direzione dei flussi energetici che determina la transizione da una modalità all'altra, ed il conseguente comportamento del drive train, viene stabilito in tempo reale dalla strategia di controllo adottata.

Rispetto ad un veicolo tradizionale un veicolo ibrido serie quindi consente di ottenere diversi vantaggi:

- il motore termico è meccanicamente svincolato dalle ruote e ciò consente di posizionarlo in maniera ottimale all'interno del veicolo;
- il motore termico inoltre non è più costretto a seguire dinamicamente le richieste di potenza imposte dal conducente, dato che la propulsione è garantita dal motore elettrico, pertanto può essere fatto lavorare a regime di elevata efficienza;
- il motore termico può essere dimensionato per una potenza più bassa rispetto ad un veicolo convenzionale poiché il suo ruolo è legato principalmente al mantenimento della carica delle batterie;
- a differenza dei veicoli convenzionali in cui per trasferire il moto ad entrambe le ruote motrici viene utilizzato un differenziale, nei veicoli ibridi serie possono essere usati due motori elettrici meccanicamente indipendenti, ognuno dei quali può pilotare il moto di una ruota.

L'utilizzo di un'architettura serie per contro presenta i seguenti svantaggi:

- l'energia fornita dal motore termico viene convertita due volte (da meccanica ad elettrica e da elettrica a meccanica) quindi un basso rendimento del generatore e del motore elettrico possono causare dissipazioni significative;

- il generatore aggiunge un costo ed un peso supplementare rispetto ai veicoli tradizionali;
- il motore elettrico deve essere dimensionato per soddisfare la massima richiesta di potenza quindi le sue grosse dimensioni comportano un costo ed un peso elevato;
- il sistema di accumulo, dovendo alimentare un motore di grossa taglia, assume anch'esso dimensioni considerevoli.

Confrontando quindi i benefici e gli aggravii legati a questa configurazione ne deriva che l'architettura di tipo serie si dimostra abbastanza inadatta ad essere adottata come soluzione alternativa ai drive train tradizionali poiché essa necessita di una struttura di dimensioni notevolmente superiori rispetto a quelle dei veicoli comuni. Per questo motivo la soluzione di tipo serie generalmente viene applicata ai veicoli per il trasporto pubblico ed agli automezzi dove le già considerevoli dimensioni non pongono particolari limiti all'allestimento necessario. Alcuni bus infatti adottano questa soluzione potendo contare sul voluminoso spazio sottostante al veicolo dove tipicamente viene alloggiato il pacco di batterie. La figura 2.17 illustra due veicoli attualmente disponibili con drive train ibrido di tipo serie: a sinistra il *Citaro*, il prototipo realizzato da Mercedes e a destra il prototipo di ISE Corporation.



Figura 2.16 Due esempi di ibrido serie; il prototipo di Mercedes (a sinistra) e quello di ISE Corporation (a destra).

### **2.3.3 Architettura parallela.**

Un veicolo ibrido elettrico *parallelo* (*P-HEV, Parallel Hybrid Electric Vehicle*) è un veicolo dotato di due power train distinti, connessi in parallelo tra loro, in grado di garantire in maniera indipendente l'uno dall'altro energia per la propulsione. La configurazione di un veicolo di questo tipo è schematicamente rappresentata in figura 2.18.

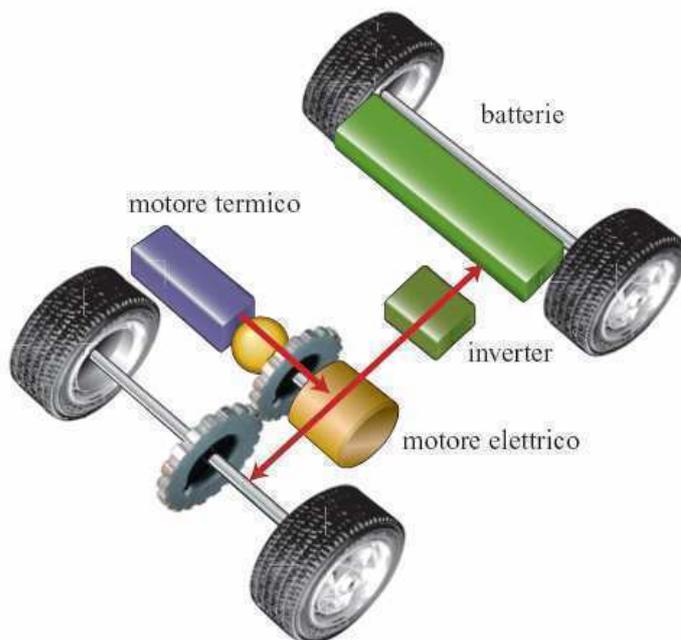


Fig. 2.18 Architettura di un veicolo ibrido parallelo.

Il drive train in questo caso è costituito da un motore termico, di derivazione standard, accoppiato meccanicamente ad un motore elettrico, il quale viene alimentato da un sistema di batterie attraverso un convertitore elettronico.

Il funzionamento di un veicolo ibrido parallelo si basa sulla possibilità dei due motori di poter fornire energia per la propulsione in modo indipendente e combinato: l'energia chimica contenuta nel carburante immagazzinato nel serbatoio infatti viene trasformata, similmente a quanto avviene nei veicoli tradizionali, in energia meccanica attraverso il motore termico, mentre il motore elettrico scambia energia col sistema di accumulo a cui è connesso. Dal lato meccanico i motori cooperano per mezzo di un dispositivo che restituisce all'albero di trasmissione una potenza pari alla somma delle potenze dei due motori i quali, di conseguenza, possono funzionare in parallelo o separatamente.

Un'architettura costruttiva di questo tipo rende quindi possibili diverse modalità operative a seconda degli scambi energetici tra i due power train:

- *modalità puramente termica*: il veicolo è in moto e l'energia necessaria per la propulsione è assicurata esclusivamente dal motore termico; il veicolo in questo caso si comporta a tutti gli effetti come un veicolo tradizionale.

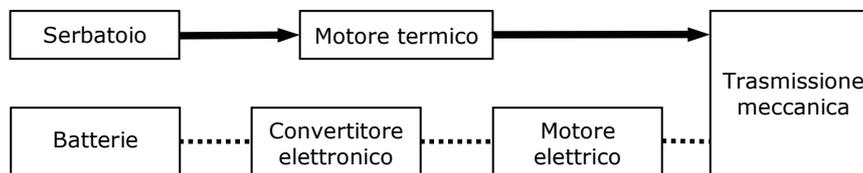


Fig. 2.19 Modalità termica di un P-HEV.

- *modalità puramente elettrica*: il veicolo è in moto e l'energia necessaria per la propulsione viene fornita esclusivamente dal motore elettrico, compatibilmente con lo stato di carica delle batterie; il veicolo si comporta come un veicolo elettrico (ZEV).

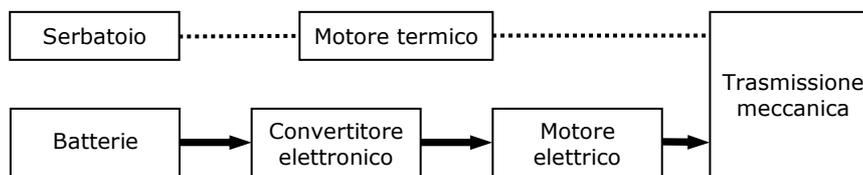


Fig. 2.20 Modalità elettrica di un P-HEV.

- *modalità ibrida*: il veicolo è in moto e l'energia necessaria per la propulsione è assicurata dal motore elettrico e dal motore termico contemporaneamente: il motore termico, se possibile, viene fatto funzionare regime tale da mantenere contenuti i suoi consumi.

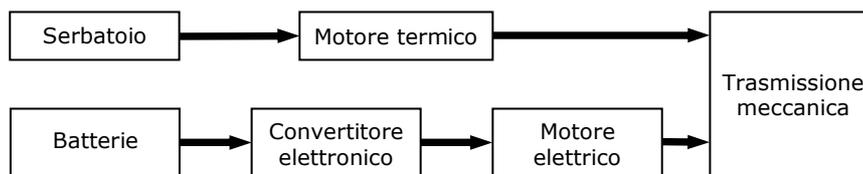


Fig. 2.21 Modalità ibrida di un P-HEV.

- *accelerazione*: il veicolo è in fase di accelerazione e l'energia necessaria per la propulsione è assicurata dal motore elettrico e dal motore termico contemporaneamente; il motore termico, a differenza della modalità precedente, viene utilizzato senza alcun vincolo sul suo numero di giri.

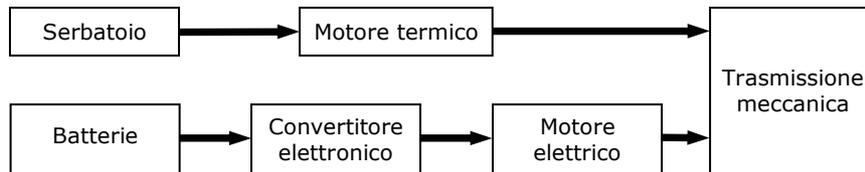


Fig. 2.22 Modalità ibrida di un P-HEV.

- *frenata rigenerativa*: il veicolo è in fase di frenata, il motore termico può essere spento e il motore elettrico, funzionando da generatore, recupera una parte dell'energia cinetica del veicolo utilizzandola per caricare le batterie.

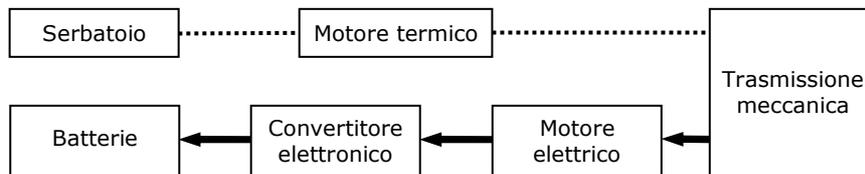


Fig. 2.23 Frenata rigenerativa di un P-HEV.

Analogamente a quanto osservato per un veicolo ibrido serie, anche in unibrido di tipo parallelo in una situazione reale le condizioni di guida variano continuamente pertanto il veicolo si troverà a funzionare ciclicamente in tutte le modalità operative appena descritte: anche in questo caso quindi la direzione dei flussi energetici, che determina la transizione da una modalità all'altra ed il conseguente comportamento del drive train, viene stabilita in tempo reale dalla strategia di controllo adottata.

Un veicolo ibrido parallelo permette di ottenere diversi vantaggi sia rispetto ad un veicolo tradizionale sia rispetto ad un ibrido serie, in particolare:

- l'utilizzo di frizioni elettromagnetiche o di rotismi epicicloidali permette un'elevata flessibilità di accoppiamento tra i due motori: tali dispositivi infatti integrano meccanicamente i due motori permettendo loro tuttavia, se necessario, di non essere

vincolati alla velocità di rotazione delle ruote del veicolo. Una soluzione di questo tipo viene efficacemente adottata ad esempio nella Toyota Prius;

- il motore elettrico può essere dimensionato per una potenza inferiore rispetto a quello dell'architettura serie dato che esso non è chiamato a coprire autonomamente l'intera richiesta di potenza da parte del guidatore. Nei veicoli attualmente in commercio generalmente il motore elettrico viene dimensionato per essere in grado di fornire solamente il 30-40% della potenza totale;
- poiché il motore elettrico non viene dimensionato per l'intera potenza del veicolo, le batterie possono essere più piccole rispetto a quelle dell'architettura serie quindi con vantaggi in termini di ingombro e di costo.

L'utilizzo di un'architettura parallelo tuttavia presenta i seguenti svantaggi:

- il motore termico è costretto a seguire dinamicamente le richieste di potenza del guidatore quindi le riduzioni dei suoi consumi e delle emissioni inquinanti sono più difficili da gestire rispetto all'architettura serie;
- dovendo gestire due motori in grado di assicurare contemporaneamente la propulsione, la logica di controllo del mezzo diventa molto complessa.

In definitiva quindi l'architettura parallela si presta ad essere implementata efficacemente sulle auto tradizionali, dove le dimensioni contenute del veicolo non consentono l'adozione di un'architettura serie.

La figura 2.24 illustra due esempi di auto ibride attualmente in commercio dotate di architettura di tipo parallelo: a sinistra la Lexus RX500 ed a destra La Honda Civic IMA.



Fig. 2.24 Due esempi di ibrido parallelo; Lexus-RX400 (a sinistra)  
e Honda Civic IMA (a destra)

#### **2.3.4 Il grado di ibridizzazione.**

Una ulteriore distinzione che può essere introdotta in merito ai veicoli ibridi è basata sul *grado di ibridizzazione*, un parametro che descrive, in prima approssimazione, le capacità di funzionamento del veicolo. Si possono distinguere infatti:

- veicoli *full hybrid*: comunemente chiamati anche *strong hybrid*, sono veicoli in grado di funzionare sia in modalità puramente elettrica che in modalità puramente termica; due esempi di veicoli full hybrid sono rappresentati dalla già citata Toyota Prius, e dalla Toyota Camry Hybrid;
- veicoli *power assist hybrid*: si tratta di veicoli che utilizzano il motore a combustione interna come motore primario per la propulsione mentre quello elettrico viene utilizzato come boost per la coppia. L'aspetto fondamentale che contraddistingue questi veicoli rispetto ai precedenti è rappresentato dal fatto che essi non sono in grado di funzionare in modalità puramente elettrica quindi possono beneficiare di una batteria di dimensioni più contenute. L'esempio più rilevante di un veicolo di questo tipo è rappresentato dalla Honda Civic IMA;
- veicoli *mild hybrid*: si tratta di veicoli convenzionali dotati di un motore di avviamento sovradimensionato, in modo da permettere lo spegnimento del motore termico quando l'auto è in fase di frenata o mentre è ferma. Il termine "mild hybrid" non ha tuttavia un significato standardizzato e spesso tali veicoli non vengono neanche classificati come veri e propri veicoli ibridi: essi infatti non offrono pienamente i vantaggi caratteristici degli ibridi ma sono comunque in grado di assicurare consumi di carburante inferiori rispetto ai veicoli standard. Un esempio di veicolo mild hybrid è rappresentato dalla Chevrolet Silverado;
- veicoli *plug-in hybrid*: si tratta di veicoli di tipo full hybrid in grado di funzionare in modalità puramente elettrica per periodi molto più lunghi grazie alla dotazione di batterie di capacità più elevata, ricaricabili per mezzo della rete elettrica nazionale. Due esempi di veicoli di questo tipo sono offerti dalla Renault Kangoo e dalla Daimler Chrysler.

#### **2.3.5 Il fattore di ibridizzazione e la scelta del sistema.**

Sino ad ora non è stato individuato un metodo standard per poter operare una scelta di convenienza tra un sistema ibrido serie ed un ibrido parallelo poiché tale scelta è legata a molteplici fattori come le caratteristiche del motore elettrico e di quello termico, i limiti

imposti sulle emissioni e sui consumi, la convenienza economica e, soprattutto, la destinazione di utilizzo del veicolo.

Un termine di confronto tra le due tipologie di architetture è rappresentato dal *fattore di ibridizzazione HF (Hybridization Factor)*: detta  $P_{EM}$  la potenza nominale del motore elettrico e  $P_{ICE}$  la potenza di quello termico, si definisce fattore di ibridizzazione il rapporto:

$$HF = \frac{P_{EM}}{P_{EM} + P_{ICE}} = \frac{P_{EM}}{P_{TOT}} \quad [2.1]$$

Numericamente tale fattore varia tra 0 e 1, in particolare esso vale 0 in un veicolo convenzionale (dotato solamente di motore termico) mentre vale 1 in un veicolo puramente elettrico.

Il fattore di ibridizzazione fornisce importanti indicazioni per dimensionare al meglio il veicolo dato che esso pone un legame diretto tra motore elettrico e termico, esso inoltre non dipende dai costi ma è legato unicamente alle caratteristiche delle due motorizzazioni.

Gli studi condotti da M. Lukic e A. Emadi ([28], [29]) hanno messo in evidenza l'influenza che esercita il fattore di ibridizzazione sui consumi e sulle prestazioni di un ibrido parallelo: i risultati di tali studi sono sintetizzati in figura 2.25 dove viene rappresentato il consumo specifico di un veicolo ibrido parallelo (espresso in miglia per gallone) in funzione del fattore  $HF$ .

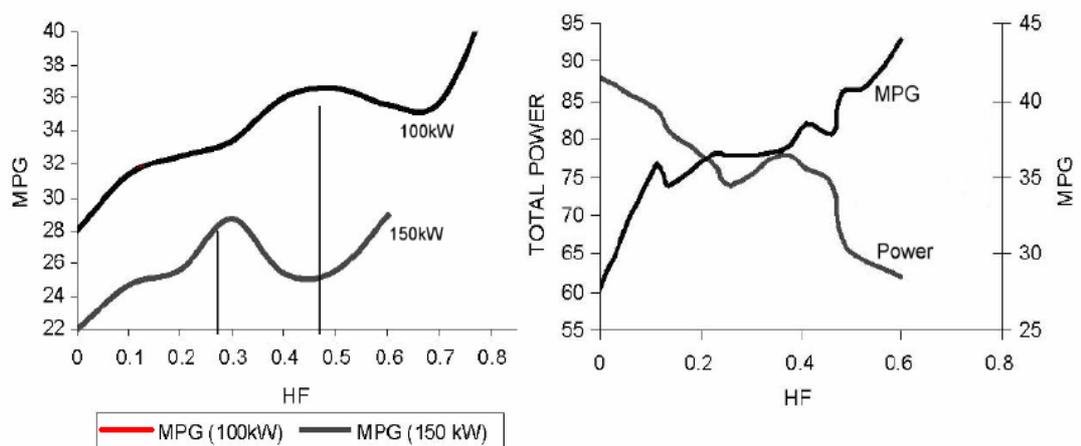


Fig. 2.25 Influenza del fattore  $HF$  su potenza e consumi.

I grafici mostrano che all'aumentare del fattore  $HF$ , all'aumentare cioè delle dimensioni del motore elettrico, la potenza totale richiesta ed il consumo specifico diminuiscono: ciò trova giustificazione nel fatto che il motore elettrico rende più efficiente il veicolo ibrido rispetto ad un veicolo convenzionale durante le accelerazioni grazie alla sua elevata coppia di spunto. Si può altresì notare come la potenza totale ed i consumi specifici si mantengano pressoché costanti per valori di  $HF$  compresi tra 0.15 e 0.4.

Ne risulta che per i veicoli con una potenza complessiva compresa tra 60 e 80 kW un basso valore di  $HF$  può portare benefici significativi in termini di consumi globali, tuttavia è necessario considerare che la capacità del veicolo di mantenere elevate prestazioni per lunghi periodi di tempo, in cui non è possibile né ricaricare la batteria né poterla scaricare oltre il limite minimo, diminuisce al diminuire del fattore  $HF$  in quanto un motore termico è sempre in grado di fornire la massima potenza fino ad esaurimento del carburante mentre la batteria, che alimenta il motore elettrico, fornisce una corrente che si riduce al diminuire della carica in essa contenuta. Un valore troppo alto di  $HF$  porta dunque ad un veicolo in cui l'autonomia delle batterie costituisce un grosso limite.

La seguente tabella riporta i valori di  $HF$  di alcuni veicoli ibridi attualmente in commercio.

Tabella 2.3 Il fattore di ibridizzazione in alcuni veicoli ibridi.

Veicolo	Potenza del motore elettrico [kW]	Potenza del motore termico [kW]	Potenza totale [kW]	$HF$
Toyota Prius (2000)	33	52	85	0.388
Toyota Prius (2009)	60	73	133	0.451
Honda Insight (2009)	10	65	75	0.133
Honda Civic (2009)	15	70	85	0.176

In definitiva dunque, l'aumento della potenza del motore elettrico comporta un vantaggio in termini di consumi e prestazioni fino ad un punto critico, oltre tale punto l'aumento del fattore  $HF$  non porta alcun beneficio alle prestazioni del veicolo; se inoltre il motore elettrico è di piccola taglia, i vantaggi ottenibili riguardano non solo i consumi specifici ma anche i costi produttivi grazie alle ridotte dimensioni delle parti elettriche necessarie.

Il fattore di ibridizzazione comunque non costituisce l'unico termine che influenza la scelta del tipo di architettura, la quale infatti deve necessariamente tenere in considerazione anche di diversi altri fattori tra cui, come già anticipato, la destinazione d'uso del mezzo ed il peso complessivo. In merito a ciò viene generalmente introdotta la seguente distinzione: si

possono distinguere veicoli leggeri (*LDV, Light Duty Vehicles*) come scooter ed autovetture e veicoli pesanti (*HDV, Heavy Duty Vehicles*) come i bus ed i mezzi di trasporto pesanti.

Per i veicoli *LDV* generalmente viene adottata una configurazione di tipo ibrido parallelo, serie/parallelo o complesso: in questo caso infatti la necessità di mantenere le dimensioni contenute rende impossibile l'utilizzo di sistemi di accumulo voluminosi.

Per quanto riguarda i veicoli *HDV* invece, generalmente si preferisce un sistema di tipo serie in quanto il peso e le dimensioni di tali veicoli consentono di adottare sistemi di accumulo voluminosi senza gravare eccessivamente sul peso globale del mezzo.



# 3

---

## *Metodi di analisi*

### **3.1 Dinamica del veicolo, aspetti principali.**

#### **3.1.1 La dinamica longitudinale, descrizione del moto.**

Lo studio dei flussi energetici in un veicolo ibrido, così come in uno standard, richiede preliminarmente una formale descrizione del moto del veicolo stesso. In questa sede viene affrontata, con alcune approssimazioni, solamente la dinamica longitudinale trascurando i fenomeni di dinamica trasversali, la cui considerazione non è essenziale ai fini dello studio del power management.

Lo studio della dinamica viene condotto rappresentando il veicolo mediante un modello che consenta di valutarne il comportamento in diverse condizioni di funzionamento: la tentazione iniziale potrebbe essere quella di creare un modello molto accurato, nella speranza di poter descrivere tutti i fenomeni dinamici che intervengono durante il moto, purtroppo però modelli troppo complessi diventano ingestibili sia dal punto di vista della formulazione matematica che della gestione dei risultati poiché coinvolgono molti parametri difficilmente rilevabili con precisione in sede sperimentale e portano pertanto ad una accuratezza solo fittizia dei risultati. Generalmente quindi è consuetudine prendere in esame un modello relativamente semplice, con pochi gradi di libertà, che permetta comunque di descrivere gli

aspetti salienti del moto del veicolo, anche se solo in particolari condizioni di impiego. Allo scopo vengono pertanto adottate tre ipotesi semplificative:

- assenza di slittamento delle ruote rispetto al piano stradale: si assume cioè che le ruote mantengano sempre una perfetta aderenza, ipotesi abbastanza realistica considerate le basse velocità prese in esame;
- massa del veicolo costante durante il moto: si assume cioè che la variazione di massa dovuta al consumo di carburante sia trascurabile, anche questa ipotesi è lecita in virtù delle brevi percorrenze considerate;
- il veicolo può muoversi lungo una sola direzione su un percorso rettilineo, ciò consente di assumere che la sua velocità sia sempre positiva o nulla.

In generale il moto del veicolo è dovuto all'azione simultanea delle diverse forze che agiscono su di esso; queste forze sono schematicamente rappresentate in figura 3.1.

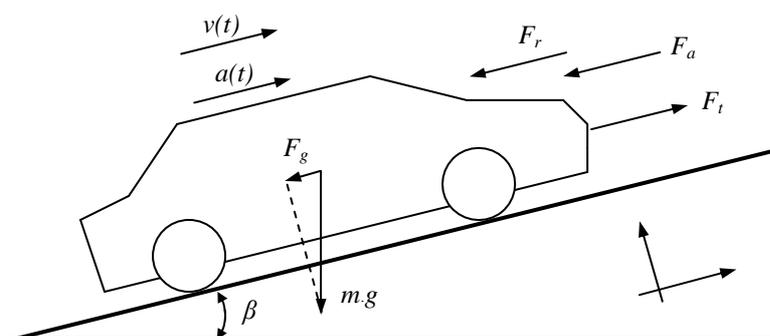


Fig. 3.1 Forze che agiscono sul veicolo durante il moto.

Assunto un sistema di riferimento cartesiano con un asse ortogonale ed uno parallelo al piano stradale (inclinato per ipotesi di un angolo  $\beta$ ) come in figura 3.1, si considerano le seguenti grandezze:

- $v(t)$ : velocità istantanea del veicolo in m/s;
- $a(t)$ : accelerazione istantanea del veicolo in  $m/s^2$ ;
- $C_{WH}(t)$ : coppia applicata alle ruote motrici dal sistema di propulsione in Nm.

Si considerano poi i seguenti parametri:

- $m$ : massa del veicolo, in kg;
- $m_r$ : massa del veicolo in kg, comprensiva delle componenti dovute alle masse rotanti;
- $\rho_{air}$ : densità dell'aria, pari a  $1.225 \text{ kg/m}^3$  sul livello del mare;
- $A_f$ : area frontale del veicolo, in  $m^2$ ;

- $c_d$ : coefficiente di penetrazione del veicolo;
- $c_r$ : coefficiente di attrito di rotolamento;
- $r_{WH}$ : raggio delle ruote, in m.

La velocità e l'accelerazione formalmente dovrebbero essere rappresentate con notazione vettoriale, tuttavia, poiché esse sono sempre parallele al piano stradale, verranno rappresentate in seguito con notazione scalare.

Applicando la seconda legge di Newton dunque il moto del veicolo può essere descritto attraverso le seguenti relazioni:

$$m_r \cdot a(t) = F_{trac}(t) = F_t(t) - [F_a(t) + F_r(t) + F_g(t)] \quad [3.1]$$

$$a(t) = \frac{dv(t)}{dt} \quad [3.2]$$

dove vengono indicati:

- $F_{trac}(t)$ : risultante delle forze che agiscono sul veicolo
- $F_t(t)$ : forza sviluppata dal sistema di propulsione

$$F_t(t) = \frac{C_{WH}}{r_{WH}} \quad [3.3]$$

Tale forza assume un valore positivo quando il veicolo accelera mentre assume un valore negativo quando il guidatore aziona i freni.

- $F_a(t)$ : forza impressa dall'attrito aerodinamico

$$F_a(t) = \frac{\rho_{air}}{2} \cdot A_f \cdot c_d \cdot v^2(t) \quad [3.4]$$

- $F_r$ : forza dovuta all'attrito volvente (assunta costante quando la velocità è diversa da zero)

$$F_r = m \cdot g \cdot c_r \cdot \cos \beta(t) \quad [3.5]$$

- $F_g(t)$ : componente longitudinale della forza di gravità dovuta all'inclinazione del piano stradale

$$F_g(t) = m \cdot g \cdot \sin \beta(t) \quad [3.6]$$

Tipicamente per valori di  $\alpha$  molto piccoli la relazione [3.6] può essere approssimata con la seguente relazione:

$$F_g(t) = m \cdot g \cdot \sin \beta(t) \cong m \cdot g \cdot \beta \quad [3.7]$$

Anche le forze, agendo sempre con direzione parallela al piano stradale, saranno nel seguito indicate con notazione scalare.

### **3.1.2 Modalità di funzionamento del veicolo.**

Le relazioni precedentemente esposte consentono di sviluppare alcune considerazioni circa le varie modalità di funzionamento di un veicolo a prescindere dalla sua dotazione motoristica. In virtù delle relazioni [3.1] e [3.2] infatti la velocità del veicolo può essere determinata come funzione della forza  $F_t(t)$ : assunti i riferimenti in figura 3.1 il segno di tale forza permette quindi di individuare tre diverse modalità di funzionamento del veicolo:

- $F_{trac} > 0$ , la forza è concorde con la direzione del moto: in questo caso il veicolo è in fase di accelerazione o in moto a velocità costante;
- $F_{trac} < 0$ , la forza è opposta alla direzione del moto: in questo caso il veicolo è in fase di decelerazione ed il sistema frenante dissipa la sua energia cinetica;
- $F_{trac} = 0$ , la forza è nulla: in questo caso il veicolo è fermo.

## **3.2 Metodi di analisi.**

### **3.2.1 Metodi backward e metodi forward.**

Lo studio del power management di un veicolo ibrido può essere condotto adottando diversi metodi di analisi. Ognuno di questi affronta il problema da una prospettiva diversa ma sono tutti volti alla valutazione dei flussi energetici (e di conseguenza alla stima del consumo di carburante piuttosto che alla determinazione dello stato di carica della batteria) dei vari dispositivi nelle varie condizioni di funzionamento del mezzo.

Una prima fondamentale distinzione che si può introdurre è basata sulla “direzione” del metodo di calcolo adottato: da questo punto di vista infatti si distinguono i metodi di tipo *backward* (all’indietro) da quelli di tipo *forward* (in avanti).

Un metodo di tipo *backward* è un metodo in cui l’analisi viene condotta procedendo dalle ruote a ritroso fino al propulsore attraverso lo studio del comportamento dei vari organi del drive train: considerata cioè un’ipotetica evoluzione temporale della velocità (ciclo di guida) del veicolo, si determinano le grandezze caratteristiche dei vari organi secondo le relazioni fondamentali che descrivono il loro comportamento, procedendo dalle ruote verso il motore responsabile della propulsione del mezzo. La figura 3.2 illustra lo sviluppo grafico di un metodo di questo tipo applicato ad un drive train convenzionale.

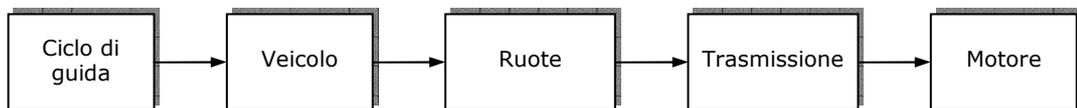


Fig. 3.2 Sviluppo di un metodo di tipo backward.

Un metodo di tipo *forward* invece è un metodo mediante il quale l’analisi viene condotta nella direzione opposta alla precedente, cioè dal motore alle ruote, sempre attraverso i vari dispositivi che caratterizzano il drive train: assunto cioè a priori un ciclo di guida di riferimento, viene definito il comportamento di un ipotetico pilota che agisce sui comandi acceleratore/frizione/freno in modo che il veicolo segua il ciclo considerato, la differenza tra la velocità istantanea del veicolo e quella del ciclo genera segnale di errore che, retroazionato, corregge le azioni del pilota; anche in questo caso vengono determinate le grandezze caratteristiche dei vari organi secondo le relazioni fondamentali che descrivono il loro comportamento ma le variabili di ingresso equivalgono a quelle che nel metodo di tipo *backward* rappresentano le variabili di uscita. La figura 3.3 illustra lo sviluppo grafico di un metodo di questo tipo applicato anch’esso ad un drive train tradizionale-

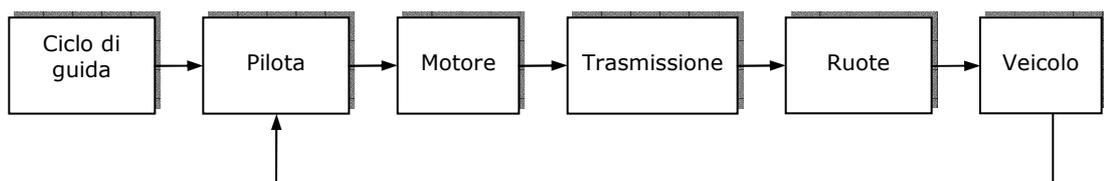


Fig. 3.3 Sviluppo di un metodo di tipo forward.

La differenza più evidente tra queste due tipologie di metodi è rappresentata dal fatto che, mentre un'analisi attraverso un metodo di tipo forward rende necessaria la definizione e l'utilizzo di un modello che emuli il comportamento di un ipotetico pilota (il quale può agire liberamente oppure in modo tale da seguire un prefissato ciclo di guida), un metodo di tipo backward necessita, come unico ingresso, di un ipotetico profilo di velocità del veicolo.

Tra i metodi di tipo backward quelli che più frequentemente vengono utilizzati sono presenti il metodo del *punto medio di funzionamento* ed il metodo *quasi statico* (di cui fanno uso software come *ADVISOR* e *QSS-ToolBox*, due tool di *MatLab* sviluppati rispettivamente dal *U.S. Department of Energy FreedomCAR and Vehicle Technologies Program* e dall'*ETH* di Zurigo) mentre, tra quelli di tipo forward, il metodo *dinamico* (in uso ad esempio nei software *PSim* e *CapSim*) rappresenta la scelta più diffusa.

La scelta del metodo di calcolo rappresenta dunque il primo passo da intraprendere per affrontare l'analisi energetica di un qualsiasi veicolo: a riguardo è necessario tenere presente che ogni metodo non solo è caratterizzato da una propria complessità matematica, ma è in grado di offrire una diversa precisione dei risultati dalla quale non si può prescindere.

I metodi di analisi introdotti prescindono dalla configurazione del drive train del veicolo (ibrida, elettrica, tradizionale) e verranno illustrati nei paragrafi seguenti rivolgendo però particolare attenzione al metodo quasi statico che, oltre ad essere il metodo più diffuso, è in grado di offrire una buona precisione dei risultati pur mantenendo contenuta la complessità computazionale. Per tali ragioni esso viene utilizzato nel presente lavoro per la modellizzazione e l'analisi del veicolo condotte rispettivamente al capitolo 4 e 6.

### **3.2.2 Il metodo del punto medio di funzionamento.**

Il metodo del punto medio di funzionamento è un metodo che generalmente viene utilizzato per avere una stima preliminare approssimata del consumo di carburante di un veicolo. Si tratta di un metodo di tipo backward che consiste nell'extrapolare dal ciclo di guida di riferimento un insieme ridotto di valori di velocità con cui si determina poi un punto medio di funzionamento del motore preposto alla propulsione: il consumo energetico del veicolo viene quindi stimato in corrispondenza di tale punto.

Di seguito viene riportato un esempio di applicazione del metodo del punto medio ad un veicolo dotato di drive train standard, rappresentato schematicamente in figura 3.4.

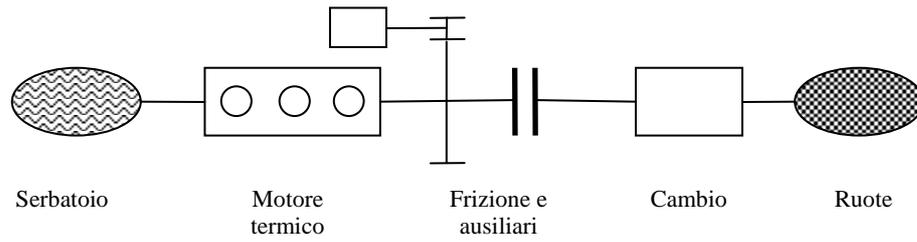


Fig. 3.4 Drive train di riferimento.

Posto  $T$  la durata del ciclo di guida di riferimento e considerato un intervallo  $h$ , in corrispondenza di  $n=(T/h+1)$  istanti  $t_k$  vengono estratti dal ciclo  $n$  valori di velocità  $v(t_k)$  di cui si ricava il valore medio:

$$\bar{v} = \frac{\sum_{k=0}^n v(t_k)}{n} \quad [3.8]$$

Stimata la velocità media è possibile determinare la forza media di trazione  $\bar{F}_{trac}$ , la quale è definita da:

$$\bar{F}_{trac} = \frac{1}{x_{tot}} \cdot \int_{t \in trac} F_{trac}(t) \cdot v(t) dt \quad [3.9]$$

dove il termine  $x_{tot}$  rappresenta la distanza coperta dal veicolo nel ciclo di guida:

$$x_{tot} = \int_0^{t_{max}} v(t) dt \quad [3.10]$$

Il termine  $trac$  rappresenta l'insieme di intervalli di tempo dove  $F_{trac}(t) \geq 0$ , cioè dove il veicolo funziona nella modalità di trazione definita al paragrafo 3.1.2.

L'integrale utilizzato per definire la forza media di trazione viene calcolato in forma numerica attraverso la [3.11]:

$$\bar{F}_{trac} = \frac{1}{x_{tot}} \cdot \int_{t \in trac} F(t_i) \cdot v(t_i) dt \approx \frac{1}{x_{tot}} \cdot \sum_{i \in trac} \bar{F}_{trac,i} \cdot v(t) \cdot h \quad [3.11]$$

dove la somma parziale  $i \in trac$  copre solamente l'intervallo di tempo durante il quale il veicolo è in modalità di trazione.

Similmente viene poi determinato il valore medio dell'accelerazione  $\bar{a}$  che consente, una volta moltiplicato per  $\bar{F}_{trac}$ , di determinare il valore medio della potenza  $\bar{P}_v$  che deve essere sviluppata dal sistema di propulsione. Posto quindi  $\eta_g$  il rendimento medio del cambio,  $\eta_a$  il rendimento medio della trasmissione e  $\eta_e$  il rendimento medio del motore, la potenza media assorbita dal motore termico  $\bar{P}_{ICE}$  è pari a:

$$\bar{P}_{ICE} = \frac{\bar{P}_v}{\eta_e \cdot \eta_a \cdot \eta_g} \quad [3.12]$$

dalla quale è possibile ricavare poi la portata media di carburante  $\bar{m}_f^*$ :

$$\bar{m}_f^* = \frac{\bar{P}_f}{h_f} \quad [3.13]$$

avendo posto  $h_f$  il potere calorifico inferiore<sup>1</sup> del carburante.

Il metodo del punto medio dunque è in grado di fornire una stima approssimata del consumo energetico di un drive train semplice, senza richiedere particolari computazioni numeriche, e la stima è tanto più precisa quanto più grande è l'insieme di punti considerati; a dispetto della sua semplicità tuttavia questo metodo non si presta ad essere utilizzato come strumento di ottimizzazione giacchè, ad esempio, non è in grado di valutare l'influenza di una eventuale strategia di gestione energetica del veicolo. Esso quindi si presta ad essere utilizzato unicamente come strumento di carattere indicativo per la stima preliminare dei consumi energetici su drive train semplici.

---

<sup>1</sup> Il potere calorifico esprime la quantità massima di calore che si può ricavare dalla combustione completa di 1 kg di sostanza combustibile a 0° C e 1 atm. Quando i prodotti della combustione sono riportati alla temperatura iniziale del combustibile e del comburente esso viene denominato potere calorifico superiore (*HHV, Higher Heating Value*), se poi tale valore viene diminuito del calore di condensazione del vapore d'acqua durante la combustione esso viene denominato potere calorifico inferiore (*HLV, Lower Heating Value*).

### 3.2.3 Il metodo quasi statico.

Il metodo quasi statico è un metodo di tipo backward che consente di stimare il consumo energetico di un veicolo assumendo che il suo moto si sviluppi attraverso una successione finita di stati statici, caratterizzati da velocità e potenze costanti. Si tratta di un metodo il cui largo impiego è dovuto principalmente alla sua buona precisione ed alla sua ottima adattabilità all'implementazione software.

Punto di partenza di questo metodo, così come per quello del punto medio, è il ciclo di guida (assunto a priori) in funzione del quale si valuta il comportamento del veicolo. Trattandosi di un metodo di tipo backward la stima dei consumi energetici e dello stato di carica delle batterie, viene affrontata procedendo dalle ruote fino ai vari elementi del drive train ma, a differenza del metodo del punto medio in cui vengono estratti solo alcuni punti dal ciclo di guida, nel metodo quasi statico il ciclo viene considerato integralmente e viene suddiviso in brevi intervalli durante i quali si assume che il sistema funzioni in condizioni statiche in cui viene applicato il metodo del punto medio.

Si consideri dunque come esempio il seguente profilo di velocità:

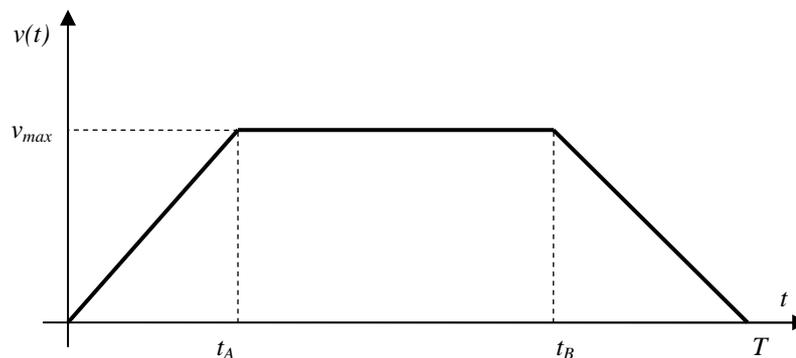


Fig. 3.5 Profilo generico di velocità.

Il profilo di velocità rappresentato in figura 3.5 può essere descritto analiticamente in funzione del tempo, ma una tale formulazione non si presta ad essere trattata numericamente al calcolatore. Operando pertanto una discretizzazione dell'asse temporale, posto  $T$  la durata del ciclo e fissato un passo  $h$ , restano individuati gli intervalli  $T/h$  e gli istanti  $t_i$  che li separano.

E' dunque possibile estrapolare dal profilo di velocità di figura 3.5 i valori che la velocità assume in corrispondenza degli istanti  $t_i$  considerati.

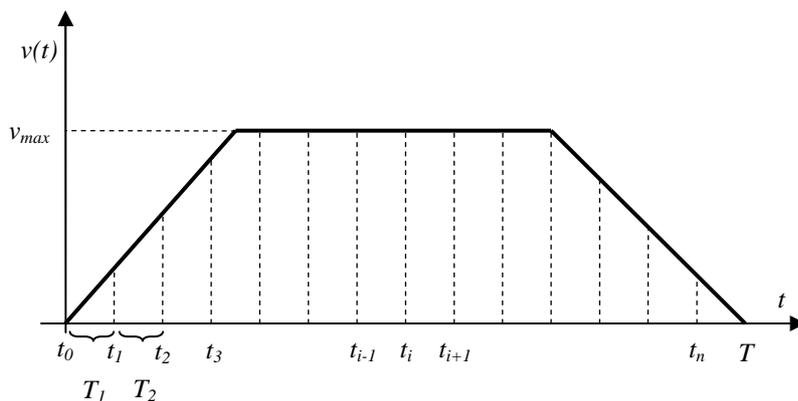


Fig. 3.6 Discretizzazione dell'asse temporale.

Ad ognuno dei precedenti intervalli viene quindi applicato il metodo del punto medio, si ottiene quindi un nuovo profilo di velocità definito dalla seguente relazione:

$$v_f(t) = \frac{(v(k \cdot h + h) + v(k \cdot h))}{2} \quad \forall t \in [k \cdot h, k \cdot h + h[ \quad [3.14]$$

con  $k=1, \dots, (T/h-1)$ .

Il nuovo profilo di velocità ottenuto è rappresentato in figura 3.7.

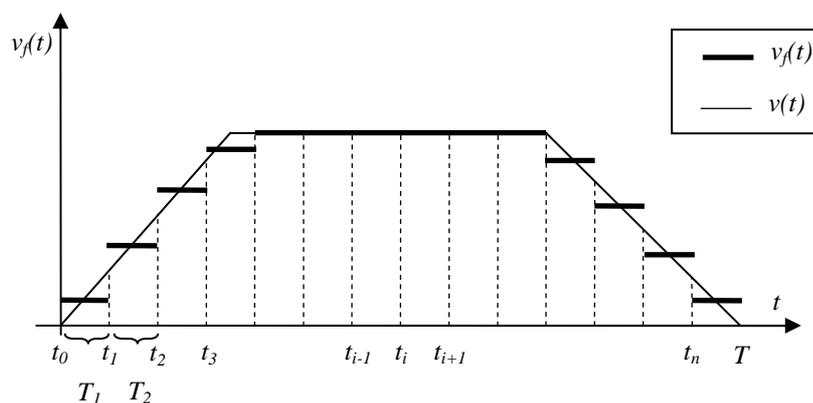


Fig. 3.7 Profilo discreto e analitico della velocità.

Il profilo di velocità così ottenuto costituisce un'evidente approssimazione della velocità effettiva del veicolo ma permette una importante semplificazione: le equazioni integro/differenziali che descrivono il moto del veicolo si riducono ad equazioni alle

differenze finite, le quali possono essere agevolmente trattate in forma numerica al calcolatore.

Similmente a quanto fatto per la velocità, mantenendo lo stesso formalismo, è quindi possibile ricavare anche il corrispondente profilo di accelerazione secondo la seguente relazione:

$$a_f(t) = \frac{v_f(k \cdot h + h) - v_f(k \cdot h)}{h} \quad [3.15]$$

con  $k=1, \dots, (T/h-1)$  tenendo presente che, formalmente, l'accelerazione non esiste nei punti di spezzamento del profilo di velocità.

Disponendo quindi dei profili di velocità e accelerazione definiti dalle [3.14] e [3.15], in accordo con la definizione di metodo di tipo backward, è possibile risalire da questi ai profili temporali delle grandezze caratteristiche dei dispositivi che costituiscono il drive train in esame e stimare di conseguenza il consumo energetico del veicolo.

Il metodo quasi statico dunque si presta ad essere utilizzato per affrontare problemi di minimizzazione dei consumi energetici di drive train complessi poiché, con questo approccio, è possibile individuare le regole generali per la gestione energetica la cui efficacia può essere in seguito verificata applicando il metodo a profili di velocità diversi.

Nonostante le capacità di calcolo richieste per l'implementazione di questo metodo non siano proibitive (anche se dipendono direttamente dal passo  $h$ ), lo svantaggio principale ad esso legato è rappresentato dal fatto che la procedura adottata presuppone una conoscenza precisa dell'intero ciclo di guida e preclude quindi la possibilità di valutare, ad esempio, gli effetti della casualità di un percorso reale. Un ulteriore punto debole di questo metodo è rappresentato dall'applicazione impropria di relazioni valide nel funzionamento in condizioni statiche a situazioni dinamiche.

### **3.2.4 Il metodo dinamico.**

Il metodo dinamico è un metodo di tipo forward basato su una formulazione matematica precisa delle relazioni che descrivono il comportamento dei dispositivi costituenti il drive train in esame. In generale infatti essi per ognuno di essi valgono delle relazioni nella forma

$$\frac{d}{dt}x(t) = f(x(t), u(t)), \quad x(t) \in \mathfrak{R}^n, u(t) \in \mathfrak{R}^m \quad [3.16]$$

le quali possono essere agevolmente trattate in forma numerica al calcolatore.

La descrizione attraverso un sistema di equazioni nella forma [3.16] consente di considerare molti effetti dinamici ignorati dai metodi precedenti: alcuni di questi effetti assumono una rilevanza maggiore nella stima del consumo di carburante (come ad esempio la dinamica della temperatura del motore) mentre altri (come l'effetto della variazione della massa del veicolo durante il moto) si prestano maggiormente a valutazioni di tipo meccanico.

Trattandosi di un metodo di tipo forward, nel metodo dinamico gli ingressi sono rappresentati dalle stesse grandezze che costituiscono l'ingresso del sistema reale, cioè dai comandi di guida azionati da un ipotetico pilota.

La modellizzazione del drive train attraverso le [3.16] garantisce una flessibilità molto maggiore rispetto ai metodi precedenti e rappresenta quindi un punto di partenza per una vasta possibilità di analisi di diversi sistemi, alcuni dei quali sono ampiamente trattati in [13] e [24]. A dispetto di ciò però è necessario considerare che esso richiede una elevata capacità computazionale che alla fine lo fa preferire ai precedenti solamente quando non sono possibili altre opzioni.

Da un punto di vista software l'implementazione di questo metodo può essere trattata con *MatLab/Simulink* il quale però non garantisce una buona flessibilità di utilizzo, poiché l'eventuale modifica della topologia del sistema richiede la ri-definizione del modello matematico; un promettente passo avanti da questo punto di vista è rappresentato dal software *Dymola/Modelica* che ha trovato largo impiego anche in problemi di ottimizzazione dei drive train.

### **3.2.5 Problemi di ottimizzazione.**

Il progetto del sistema di propulsione dei veicoli ibridi si articola tipicamente in tre differenti aspetti:

- *ottimizzazione strutturale*: l'obiettivo di questa ottimizzazione consiste nel determinare quale sia la struttura del drive train più adatta al veicolo in esame. Attualmente problemi di questo tipo possono essere affrontati con un approccio quasi statico con il software *ADVISOR*, il quale però non consente il pieno controllo della struttura ma solo un confronto diretto delle prestazioni dei drive train preesistenti;

- *ottimizzazione parametrica*: l'obiettivo di questa ottimizzazione consiste nell'individuare la miglior combinazione di parametri del drive train e viene intrapresa una volta affrontata l'ottimizzazione strutturale;
- *ottimizzazione del power management*: l'obiettivo di questa ottimizzazione consiste nel determinare l'algoritmo di gestione energetica in grado di assicurare buone prestazioni e contenuti consumi energetici.

I tre diversi aspetti del problema non sono indipendenti e, allo stato attuale, una procedura completa e sistematica che consenta di gestirli simultaneamente non è ancora stata sviluppata. Del resto una soluzione ottimale è destinata a rimanere una possibilità teorica poiché lo studio viene sempre accompagnato da adeguate ipotesi semplificative.

### 3.3 Esempio di calcolo.

#### **3.3.1 Assunzioni preliminari.**

A titolo di esempio, i metodi di calcolo precedentemente descritti vengono di seguito utilizzati per la stima dei consumi di carburante di un veicolo standard il cui drive train è dotato solamente di un motore termico, che rappresenta quindi l'unico responsabile della propulsione del mezzo.

Le caratteristiche del veicolo sono sinteticamente riportate nell'appendice B e la trattazione numerica viene condotta con riferimento al ciclo di guida *NEDC* descritto nell'appendice A.

#### **3.3.2 Applicazione del metodo del punto medio di funzionamento.**

Assunta una velocità media di 9.5 km/h per il ciclo *NEDC*, applicando la [3.11] la forza media di trazione  $\bar{F}_{trac}$  risulta pari a circa 250N pertanto la potenza media sviluppata dal sistema di propulsione risulta:

$$\bar{P}_v = \frac{\bar{F}_v \cdot \bar{v}}{0.6} = \frac{250 \cdot 9.5}{0.6} \cong 4kW \quad [3.17]$$

dove il termine 0.6 rappresenta la frazione di tempo del ciclo durante il quale il veicolo è in fase di trazione.

Considerato un rendimento medio per il cambio  $\eta_g = 0.9$ , un rendimento medio per la trasmissione  $\eta_a = 0.9$  ed un rendimento medio del motore  $\eta_e = 0.22$ , la potenza media assorbita dal motore termico  $\bar{P}_{ICE}$  è pari a:

$$\bar{P}_v = \frac{\bar{P}_v}{\eta_g \cdot \eta_a \cdot \eta_e} \cdot 0.6 \cong 13.5kW \quad [3.18]$$

a cui corrisponde quindi un consumo medio di carburante pari a:

$$\dot{m}_f = \frac{\bar{P}_v}{h_f \cdot \rho_f} = 4.2 \cdot 10^{-4} l/s \quad [3.19]$$

avendo posto  $\rho_f$  la densità del carburante; complessivamente pertanto il consumo di carburante medio stimato è pari a 4.4l /100km.

### 3.3.3 Applicazione del metodo quasi statico.

Con riferimento allo stesso veicolo considerato al paragrafo precedente, è possibile applicare il metodo quasi statico facendo uso del tool *QSS-ToolBox* in ambiente *MatLab/Simulink*.

Predisposti i parametri del veicolo e avviata la simulazione si ottiene un consumo medio di carburante pari a circa 4.7l/100km, dato che si discosta leggermente da quello ottenuto precedentemente.

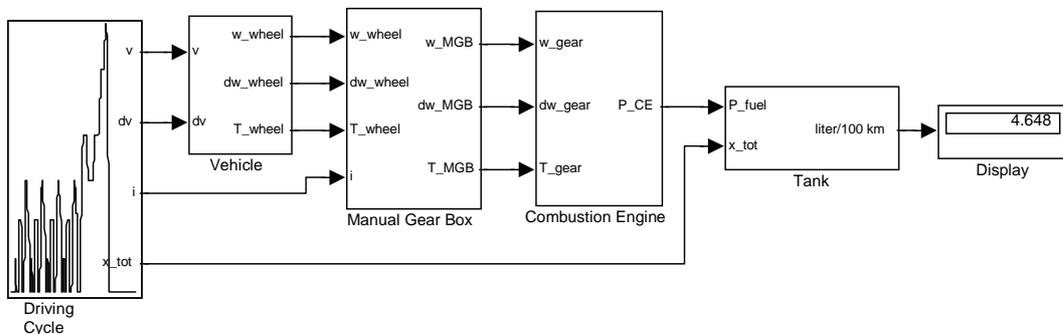


Fig. 3.8 Modello realizzato con *QSS-ToolBox* in ambiente *MatLab/Simulink*.

Il software consente di rappresentare graficamente le varie grandezze presenti nel modello, di seguito viene riportata l'evoluzione temporale del rendimento del motore termico sempre con riferimento al ciclo *NEDC*.

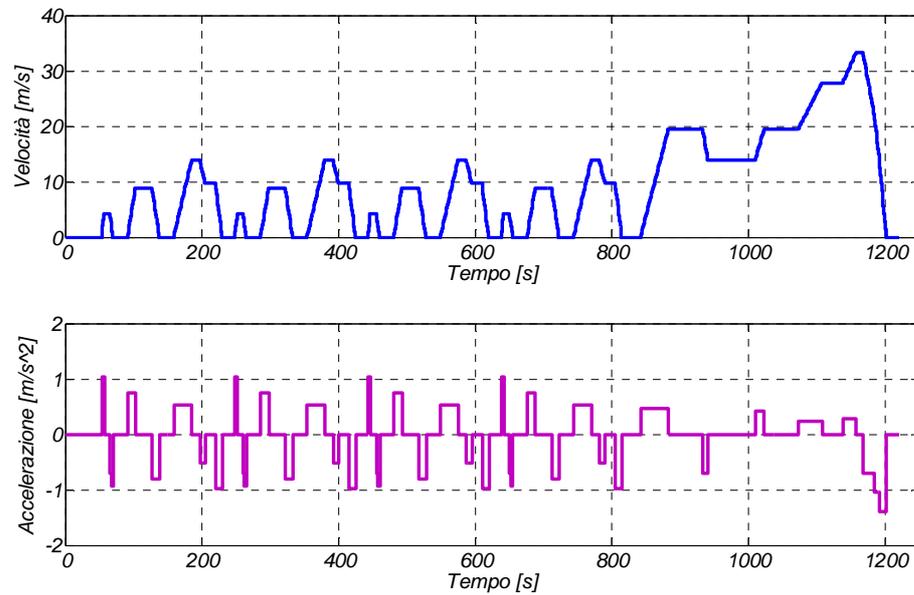


Fig. 3.9 Velocità e accelerazione nel ciclo NEDC.

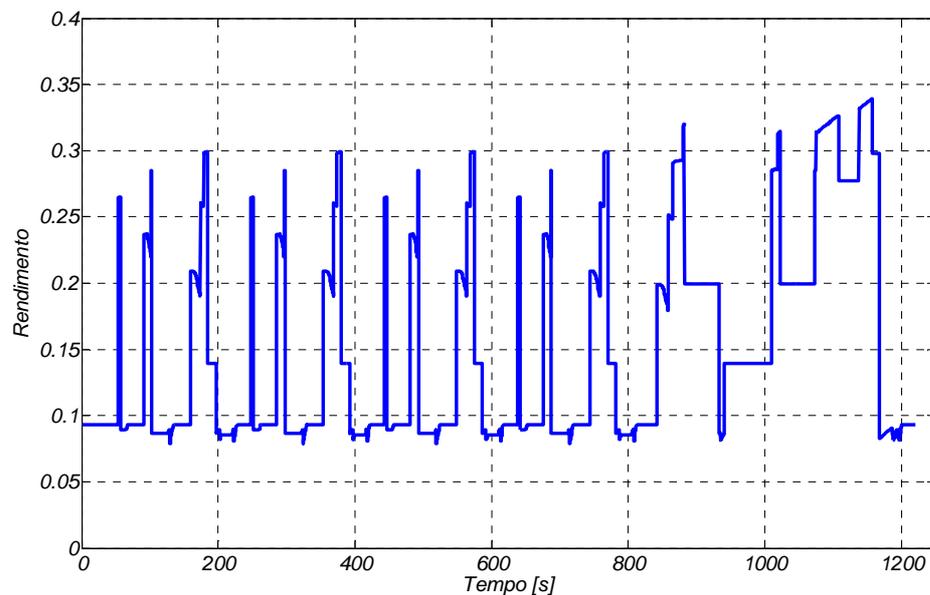


Fig. 3.10 Evoluzione temporale del rendimento del motore termico.



# 4

---

## *Modellizzazione del veicolo*

### **4.1 Introduzione.**

#### **4.1.1 Modellizzazione del veicolo: approccio al problema.**

Lo studio dei sistemi di gestione energetica necessita della rappresentazione del veicolo per mezzo di un modello che consenta di esaminarne agevolmente il comportamento nelle sue diverse condizioni di funzionamento. Una pratica diffusa in questo ambito, consiste nel creare, per ogni organo del drive train, un sottomodello autonomo che ne descriva fedelmente il comportamento, ed interfacciare quindi tali sottomodelli tra loro, rispettando le reali interconnessioni: il nuovo modello ottenuto rappresenta il drive train in esame. Un approccio di questo tipo permette quindi una descrizione modulare del sistema in cui ogni sottomodello è caratterizzato da variabili di ingresso e di uscita, che possono essere combinate con variabili di ingresso e uscita di altri sottomodelli, per rappresentare una struttura più complessa.

Un importante vantaggio offerto da questa procedura è rappresentato inoltre dalla possibilità di poter intervenire sui vari sottomodelli senza alterare la struttura del sistema complessivo: in altre parole, le stesse “librerie” di sottomodelli consentono di rappresentare diversi tipi di architetture.

Seguendo dunque l'approccio proposto in *ADVISOR* e *QSS-ToolBox* nei successivi paragrafi verranno definiti i modelli degli organi principali del drive train del veicolo in esame analizzando le relazioni fondamentali che descrivono il loro comportamento e verranno poi implementati e trattati numericamente per mezzo del calcolatore in ambiente *MatLab Simulink*; la modellizzazione di tutti i dispositivi inoltre è sviluppata adottando un approccio quasi statico.

#### **4.1.2 Il veicolo di riferimento.**

Il veicolo assunto come riferimento per lo studio del power management è un veicolo ibrido parallelo, il cui drive train è schematicamente rappresentato in figura 4.1.

Si tratta di un sistema costituito da due power train distinti: il primo di questi è caratterizzato da un tradizionale motore a combustione interna a benzina, mentre il secondo è costituito da un motore sincrono a magneti permanenti, alimentato da un sistema di batterie per mezzo di un convertitore statico bidirezionale gestito da una *ECU*. I due power train confluiscono quindi nel sistema di trasmissione, costituito dall'accoppiamento meccanico tra i motori, da un cambio manuale a 5 rapporti fissi e da un differenziale che trasmette il moto alle ruote motrici anteriori.

Il drive train preso in esame è dunque simile a quello adottato nella *Honda Civic Hybrid*, dove il motore elettrico è calettato direttamente su quello termico ed i rispettivi alberi sono coassiali; in figura 4.1 i due power train vengono rappresentati separatamente a beneficio di una maggiore chiarezza grafica che mette in risalto, tra l'altro, la configurazione dell'architettura parallela.

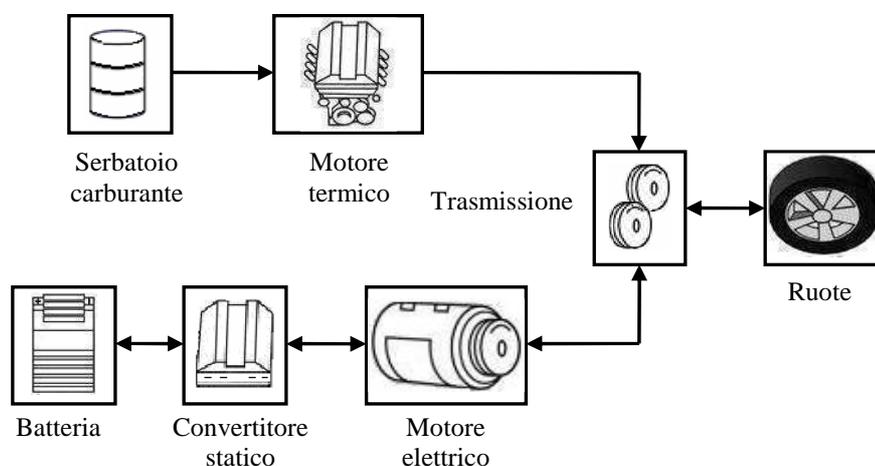


Fig. 4.1 Rappresentazione del drive train del veicolo di riferimento.

## 4.2 Modellizzazione del veicolo.

### 4.2.1 Il modello per la dinamica longitudinale.

Riprendendo quanto esposto al paragrafo 3.1, il moto del veicolo può essere descritto per mezzo della seconda legge di Newton:

$$m_r \cdot a(t) = F_t(t) - [F_a(t) + F_r + F_g(t)] \quad [4.1]$$

dove  $F_t(t)$  rappresenta la forza sviluppata dal sistema di propulsione,  $F_a(t)$  la forza impressa dall'attrito aerodinamico,  $F_r$  la forza dovuta all'attrito volvente (assunta costante quando la velocità è diversa da zero) e  $F_g(t)$  la componente longitudinale della forza di gravità dovuta all'inclinazione del piano stradale.

Adottando un approccio quasi statico, la grandezza di ingresso del sistema è rappresentata dal ciclo di guida, assunto a priori, che descrive la velocità con cui si muove il veicolo. Esprimendo il ciclo di guida come successione di intervalli di ampiezza  $h$  nei quali la velocità è costante, derivando ed integrando numericamente nel tempo la velocità, è possibile determinare, rispettivamente, l'accelerazione istantanea  $a_f(t)$  secondo la [3.15] e lo spazio percorso dal veicolo:

$$a_f(k \cdot h) = \frac{v_f(k \cdot h + h) - v_f(k \cdot h)}{h} \quad [4.2]$$

$$S = \sum_{k=1}^{k_{\max}} v_f(k \cdot h) \cdot h \quad [4.3]$$

essendo  $T$  la durata del ciclo e con il vincolo  $v(0)=0$ .

Le forze che agiscono sul veicolo sono espresse dalle [3.3], [3.4], [3.5] e [3.6] ed essendo note le caratteristiche del veicolo sono tutte determinabili; dalla [3.1] è possibile quindi determinare la forza sviluppata dal sistema di propulsione  $F_t(t)$  che, moltiplicata per il raggio delle ruote, consente di determinare la coppia  $C_{WH}(t)$  sviluppata alle ruote, mentre la velocità  $v(t)$ , una volta divisa per tale raggio, restituisce la velocità angolare  $\omega_{WH}(t)$ .

In forma quasi statica quindi la dinamica longitudinale del veicolo è descritto dalle seguenti relazioni:

$$F_a(t) = \frac{1}{2} \cdot \rho_{air} \cdot A_f \cdot c_d \cdot v_f^2(t) \quad [4.4]$$

$$F_r = m \cdot g \cdot c_r \quad [4.5]$$

$$F_t(t) = m_r \cdot a_f(t) + F_a(t) + F_r + F_g(t) \quad [4.6]$$

$$C_{WH}(t) = r_{WH} \cdot F_t(t) \quad [4.7]$$

In definitiva pertanto, la dinamica longitudinale del veicolo in forma quasi statica può essere descritta, secondo le [4.4], [4.5], [4.6] e [4.7], per mezzo di un box le cui grandezze di ingresso sono rappresentate dai profili di velocità ed accelerazione del ciclo di guida, mentre quelle di uscita sono rappresentate dalla coppia  $C_{WH}(t)$  sviluppata alle ruote e dalla relativa velocità angolare  $\omega_{WH}(t)$ .



Fig. 4.2 Modello per la dinamica longitudinale in forma quasi statica.

#### **4.2.2 Il modello del motore termico.**

Il motore termico assume un ruolo fondamentale nello studio dei veicoli ibridi poiché la sua gestione è strettamente legata al consumo di carburante e alle conseguenti emissioni. I parametri che descrivono il comportamento di un motore a combustione interna sono numerosi, tuttavia è possibile considerarne un insieme limitato che consente comunque di ricavarne un modello semplificato: tale modello permette, seppur in maniera approssimata, una descrizione sintetica ma abbastanza realistica delle sue condizioni di funzionamento.

Un motore alternativo a combustione interna è un motore termico che rende disponibile su un albero rotante un lavoro meccanico ottenuto dalla trasformazione di energia primaria sviluppatasi in seguito alla combustione del combustibile con cui il motore stesso viene alimentato.

In un motore termico solo una quota dell'energia termica fornita può essere convertita in lavoro meccanico  $L_U$  in misura dipendente dal rendimento globale  $\eta_{ICE}$  secondo la relazione:

$$L_U = m_C \cdot h_f \cdot \eta_{ICE} \quad [4.8]$$

avendo indicato con  $m_C$  la massa di combustibile bruciato in kg e con  $h_f$  il suo potere calorifico inferiore.

Volendo esprimere la relazione [4.8] in termini di potenza erogata è sufficiente considerare la portata di combustibile  $\dot{m}_f$  in luogo della massa, quindi:

$$P_{ICE} = \dot{m}_f \cdot h_f \cdot \eta_{ICE} \quad [4.9]$$

La precedente relazione è valida per qualsiasi motore termico; per esaminare in maggior dettaglio i parametri che influiscono sul valore della potenza erogata conviene esprimere la portata di combustibile  $\dot{m}_f$  in funzione della portata di aria  $\dot{m}_a$  attraverso il rapporto

$$\alpha = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_f} \quad [4.10]$$

da cui:

$$\dot{m}_f = \frac{\dot{m}_a}{\alpha} \quad [4.11]$$

Per calcolare la portata di aria  $\dot{m}_a$  elaborata dal motore si indichino con  $D$  e  $s$  rispettivamente l'alesaggio e la corsa di un pistone del motore; il volume  $V$  generato da quest'ultimo durante una corsa, cioè la cilindrata di un solo cilindro, è dato da:

$$V = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot s}{4} \quad [4.12]$$

Indicato quindi con  $i$  il numero dei cilindri, con  $n$  la velocità di rotazione dell'albero a gomiti del motore, con  $\varepsilon$  un coefficiente pari a 1 per motori a due tempi e pari a 2 per motori a 4 tempi e con  $\rho_{air}$  la densità dell'aria, segue che la portata teorica di aria  $\dot{m}_{at}$  che può essere aspirata dal motore è fornita dalla relazione:

$$\dot{m}_{at} = \frac{\pi D^2}{4} \cdot s \cdot i \cdot \frac{n}{60\varepsilon} \cdot \rho_{air} \quad [4.13]$$

La portata effettiva di aria  $\dot{m}_a$  si ottiene moltiplicando la portata teorica  $\dot{m}_{at}$  per il coefficiente di riempimento  $\lambda_v$ :

$$\dot{m}_a = \dot{m}_{at} \cdot \lambda_v \quad [4.14]$$

In definitiva quindi posto  $V_t = \pi D^2 si / 4$  la cilindrata totale del motore risulta:

$$\dot{m}_a = V_t \cdot \frac{n}{60\varepsilon} \cdot \rho_{air} \cdot \lambda_v \quad [4.15]$$

La portata di combustibile  $\dot{m}_f$  corrispondente a tale portata di aria è dunque:

$$\dot{m}_f = \frac{\dot{m}_a}{\alpha} = V_t \cdot \frac{n}{60\varepsilon} \cdot \frac{\rho_{air}}{\alpha} \cdot \lambda_v \quad [4.16]$$

che sostituita nella [4.10] fornisce infine:

$$P_{ICE} = V_t \cdot \frac{n}{60\varepsilon} \cdot \frac{\rho_{air}}{\alpha} \cdot h_f \cdot \lambda_v \cdot \eta_{ICE} \quad [4.17]$$

La [4.17] può essere riformulata anche in funzione del consumo specifico di combustibile  $c_s$  (indicato comunemente con l'acronimo *SFC*, *Specific Fuel Consumption*) espresso dalla relazione:

$$c_s = \frac{\dot{m}_f}{P_{ICE}} \quad [4.18]$$

quindi combinando la [4.18] con la [4.9] e la [4.17] si ottiene:

$$P_{ICE} = V_t \cdot \frac{n \cdot 60}{\varepsilon} \cdot \frac{\rho_{air}}{\alpha} \cdot \lambda_v \cdot \frac{1}{c_s} \quad [4.19]$$

che consente di esprimere la potenza sviluppata dal motore in funzione del consumo specifico, parametro fondamentale nelle valutazioni della gestione dei consumi globali.

La relazione [4.19] mostra che a parità di tutte le altre condizioni la potenza varia linearmente con il numero di giri, il quale però influenza gli altri parametri, in particolare  $\lambda_v$ ,  $\alpha$  e  $c_s$ . Ciò giustifica l'andamento della potenza sviluppata dal motore in funzione del numero di giri che viene riportato in figura 4.3 assieme alle curve di coppia motrice e consumo specifico.

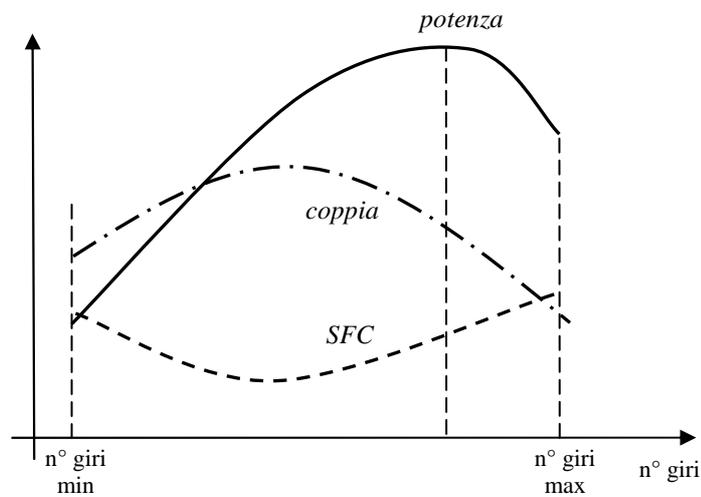


Fig. 4.3 Curve caratteristiche del motore a combustione interna.

Le curve precedenti costituiscono le curve caratteristiche del motore e sono ricavate in corrispondenza della massima ammissione, cioè con la valvola a farfalla completamente aperta. Per una completa descrizione del comportamento del motore diventa però necessario conoscere le curve caratteristiche anche in condizioni di alimentazione parziale: caratteristiche di questo tipo vengono valutate in sede sperimentale per mezzo di banchi prova dotati di freni meccanici con cui è possibile applicare una determinata coppia frenante all'albero del motore. Le prove vengono condotte facendo funzionare il motore a regime costante (in termini di coppia frenante applicata all'albero e velocità angolare) e valutando, attraverso un'ampolla graduata, la quantità di carburante consumata dal motore in un prefissato periodo di tempo. Questa quantità rappresenta la portata di massa  $\dot{m}_f$  del motore e consente di determinare il consumo specifico  $SFC$  che, a causa della sua natura sperimentale, viene comunemente indicato anche con l'acronimo  $BSFC$  (*Brake Specific Fuel Consumption*).

Essendo dunque il *BSFC* definito attraverso la [4.18] nella forma:

$$BSFC = \frac{\dot{m}_f}{P_{ICE}} \quad [4.20]$$

si può osservare che tale rapporto fornisce una prima stima dell'efficienza con cui il motore utilizza il carburante per produrre lavoro: è evidente infatti che, a parità di potenza sviluppata, valori minori di *BSFC* rendono il motore più efficiente e viceversa. La figura 4.4 illustra l'esempio di consumo specifico rilevato al banco per diverse velocità di un motore di caratteristiche simili a quelle riportate in appendice B, in corrispondenza di diversi valori dell'angolo  $\theta$  di apertura della valvola di ammissione.

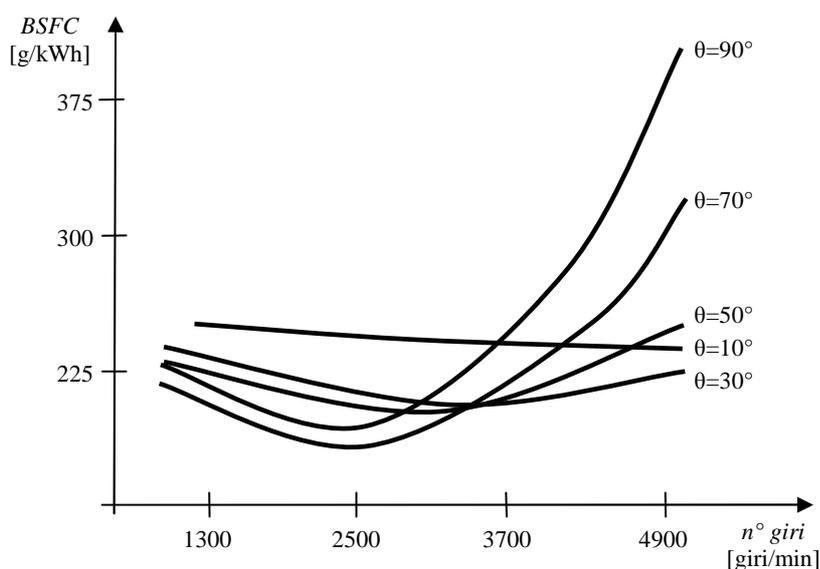


Fig. 4.4 Caratteristiche di consumo specifico.

Disponendo quindi dei valori misurati al banco prova di coppia sviluppata dal motore  $C_{ICE}$ , velocità angolare  $\omega_{ICE}$  portata di massa  $\dot{m}_f$  per un numero sufficientemente elevato di prove, è possibile predisporre graficamente i valori di queste grandezze: si ottiene una rappresentazione  $\dot{m}_f = f(C_{ICE}, \omega_{ICE})$  che descrive il consumo del motore nelle diverse condizioni di funzionamento. Rappresentazioni di questo tipo sono comunemente note come *mappe dei consumi* del motore termico e, formalmente, valgono solamente in condizioni di regime.

Il motore di cui è dotato il veicolo in esame è caratterizzato dalla mappa dei consumi rappresentata in figura 4.5 e 4.6.

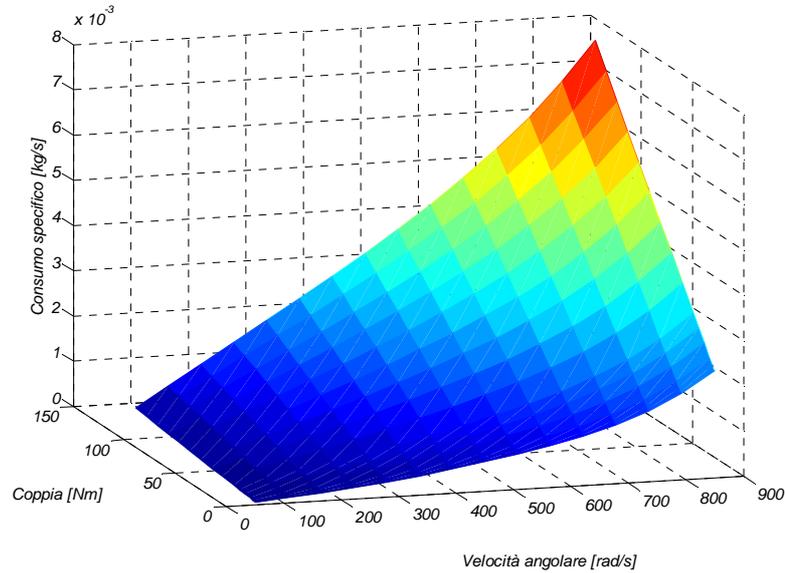


Fig. 4.5 Consumo specifico del motore termico.

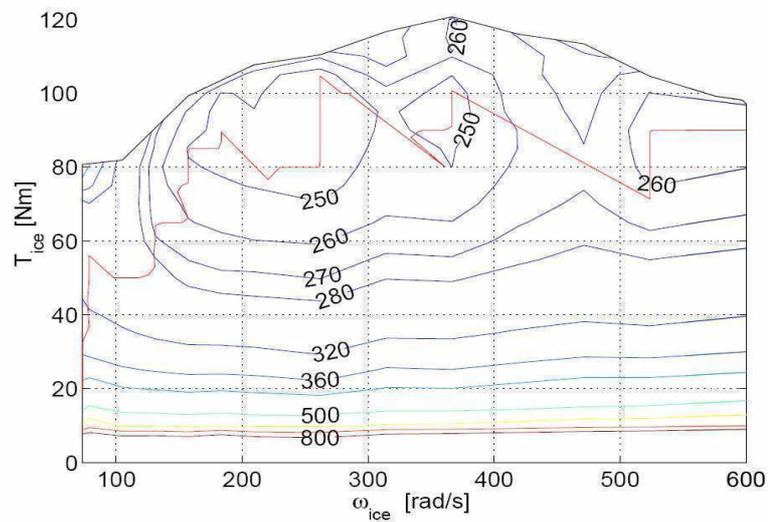


Fig. 4.6 Mappa del motore termico.

La mappa riportata in figura 4.5 rappresenta il consumo specifico del motore in corrispondenza di diverse condizioni di funzionamento descritte da diversi valori di coppia e velocità angolare: è evidente che tanto maggiore è la potenza meccanica che viene richiesta al motore, tanto maggiore è il suo consumo specifico.

La mappa in figura 4.6 invece rappresenta, oltre alla curva di coppia massima, le curve a consumo specifico costante: la zona superiore del grafico individua la zona di funzionamento ad elevata efficienza del motore, essendo questa caratterizzata da un consumo inferiore.

Il consumo del motore inoltre è fortemente legato al suo rendimento  $\eta_{ICE}$ : posto infatti

$$\eta_{ICE} = \frac{P_{ICE}}{P_C} = \frac{\omega_{ICE} \cdot C_{ICE}}{P_C} \quad [4.21]$$

combinando tale relazione con la [4.9], si ottiene:

$$\eta_{ICE} = \frac{\omega_{ICE} \cdot C_{ICE}}{P_C} = \frac{\omega_{ICE} \cdot C_{ICE}}{h_f \cdot \dot{m}_f} = \frac{1}{h_f \cdot SFC(\omega_{ICE}, C_{ICE})} \quad [4.22]$$

la quale giustifica la proporzionalità inversa tra  $SFC$  ed efficienza del motore.

E' indispensabile comunque precisare che le mappe appena presentate descrivono il comportamento del motore in condizioni di regime, quando cioè la coppia sviluppata e la velocità angolare sono costanti: rappresentazioni di questo tipo pertanto si prestano ad essere utilizzate per modellare il motore in forma quasi statica, essendo la sua dinamica descritta attraverso una successione finita di stati statici. Il motore quindi viene rappresentato per mezzo di un blocco le cui variabili di ingresso sono rappresentate dalla coppia e dalla velocità angolare dell'albero, mentre la variabile di uscita è rappresentata dal consumo specifico calcolato per mezzo delle mappe.

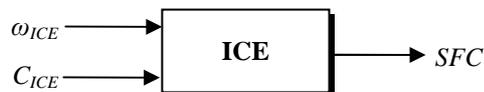


Fig. 4.7 Rappresentazione del motore termico in forma quasi statica.

### **4.2.3 Il modello della trasmissione.**

Il sistema di trasmissione del veicolo in oggetto è costituito essenzialmente da tre parti distinte: il differenziale, il cambio ed ripartitore di coppia che collega meccanicamente gli alberi dei due motori.

Il differenziale è un dispositivo in grado di distribuire il momento torcente tra le due ruote motrici quando queste ruotano a velocità diversa, nel presente studio tuttavia avendo

considerato solamente il moto longitudinale ed avendo assunto per ipotesi la perfetta aderenza degli pneumatici al suolo, esso si comporta come un semplice riduttore di velocità caratterizzato da un rapporto finale  $\gamma_D$  e da un rendimento costante  $\eta_D$ .

In forma quasi statica, nota la coppia  $C_{WH}$  e la velocità angolare  $\omega_{WH}$ , il comportamento del differenziale è quindi descritto dalle seguenti relazioni:

$$\omega_{WH} = \frac{\omega_{GB}}{\gamma_D} \quad [4.23]$$

$$C_{WH} = C_{GB} \cdot \gamma_D \cdot \eta_D \quad [4.24]$$

Il differenziale in definitiva può essere modellato con un approccio quasi statico mediante un box le cui grandezze di ingresso sono rappresentate dalla coppia  $C_{WH}$  e dalla velocità angolare  $\omega_{WH}$  alle ruote, mentre quelle di uscita sono rappresentate dalla coppia  $C_{GB}$  e dalla velocità angolare  $\omega_{GB}$  a monte del differenziale: le relazioni che legano tali grandezze sono espresse dalla [4.23] e [4.24].



Fig. 4.8 Rappresentazione del differenziale in forma quasi statica.

Per quanto riguarda il cambio invece, esso costituisce un dispositivo che trasforma la potenza meccanica fornita da una sorgente ad una velocità  $\omega_{TR}$  e coppia  $C_{TR}$  in una potenza meccanica con diversi valori di velocità  $\omega_{GB}$  e coppia  $C_{GB}$ .

Posto dunque  $\eta_{GB}$  il suo rendimento, supposto costante,  $n$  la marcia inserita e  $\gamma(n)$  il relativo rapporto di trasmissione, il comportamento di tale dispositivo è descritto, in forma quasi statica, dalle seguenti relazioni:

$$\omega_{TR} = \gamma(n) \cdot \omega_{GB} \quad [4.25]$$

$$C_{TR} = \frac{C_{GB}}{\gamma(n) \cdot \eta_{GB}} \quad [4.26]$$

Le relazioni [4.24] e [4.25], per descrivere efficacemente il comportamento del cambio, necessitano di un criterio di selezione in grado di stabilire, istante per istante, la marcia  $n$  inserita: tale criterio di scelta è descritto al paragrafo 6.1.2.

In definitiva quindi, adottando un approccio quasi statico, il cambio può essere modellato attraverso la [4.25] e la [4.26] per mezzo di un box in cui le variabili di ingresso sono rappresentate dalla marcia  $n$  inserita, dalla coppia  $C_{GB}$  e dalla velocità angolare  $\omega_{GB}$  dell'asse del differenziale, mentre quelle di uscita sono rappresentate dalla coppia  $C_{TR}$  e dalla velocità angolare  $\omega_{TR}$  relative all'albero dell'accoppiamento meccanico.

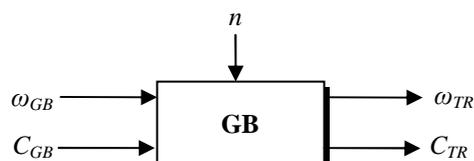


Fig. 4.9 Rappresentazione del cambio in forma quasi statica.

Completa il sistema di trasmissione infine il dispositivo che realizza l'accoppiamento meccanico dei due motori: nel veicolo oggetto di studio tale accoppiamento si riduce al semplice collegamento meccanico degli alberi dei due motori, che sono disposti in posizione coassiale. Gli alberi, essendo assialmente vincolati, ruotano alla stessa velocità angolare pertanto, da un punto di vista meccanico, tale accoppiamento è equivalente (a meno di attriti che verranno comunque trascurati) al collegamento dei due alberi attraverso ruote dentate caratterizzate dallo stesso diametro e dallo stesso numero di denti.

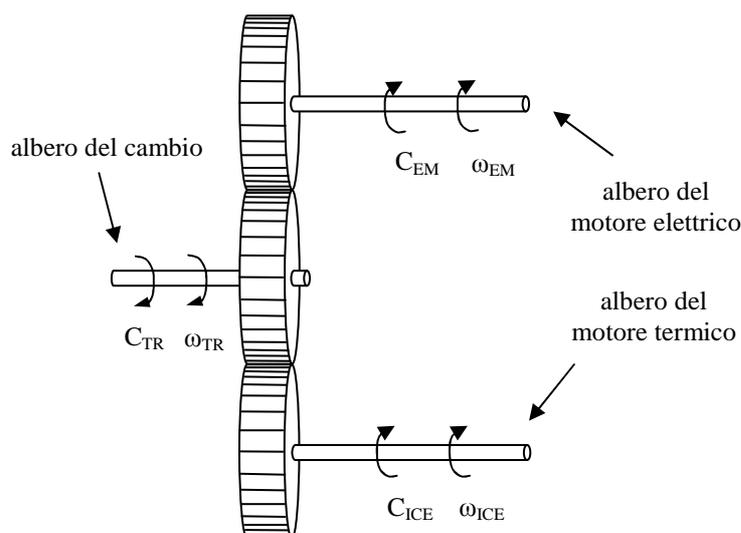


Fig. 4.10 Rappresentazione equivalente dell'accoppiamento tra i motori.

L'accoppiamento rappresentato in figura 4.10 costituisce un sistema meccanico dotato di un solo grado di libertà poiché il blocco di uno solo dei tre alberi impedisce ogni movimento agli altri due. Assunti dunque nulli gli attriti, posto  $P_{ICE}(t)$  la potenza fornita dal motore termico,  $P_{EM}(t)$  la potenza fornita dal motore elettrico e  $P_{TR}(t)$  la potenza fornita al cambio, vale la seguente relazione:

$$P_{TR}(t) = P_{ICE}(t) + P_{EM}(t) \quad [4.27]$$

dove

$$P_{ICE}(t) = C_{ICE}(t) \cdot \omega_{TR}(t) \quad [4.28]$$

$$P_{EM}(t) = C_{EM}(t) \cdot \omega_{TR}(t) \quad [4.29]$$

che forniscono pertanto:

$$C_{TR}(t) = C_{EM}(t) + C_{ICE}(t) \quad [4.30]$$

La relazione [4.30] mostra che l'accoppiamento meccanico considerato è in grado di eseguire una ripartizione delle coppie: determinata cioè la velocità  $\omega_{TR}$  per mezzo dei rapporti di trasmissione del cambio e la potenza necessaria per la propulsione, esistono (teoricamente) infinite combinazioni di valori di  $C_{EM}$  e  $C_{ICE}$  e che rendono vera la [4.30], ma solo alcune di queste consentono di mantenere contenuti consumi energetici: la determinazione di tale ripartizione è affidata al controllore su cui è implementata la strategia di gestione energetica.

Procedendo quindi dal cambio verso i due motori, in accordo con l'approccio quasi statico adottato, il sistema può essere modellato attraverso la [4.27] e [4.30] per mezzo di un box in cui le variabili di ingresso sono rappresentate dalla coppia  $C_{TR}$  e dalla velocità angolare  $\omega_{TR}$  dell'asse a monte del cambio mentre quelle di uscita sono rappresentate dalla coppia  $C_{EM}$  che deve essere sviluppata dal motore elettrico, dalla coppia  $C_{ICE}$  che deve essere sviluppata dal motore termico e dalla velocità angolare  $\omega_{TR}$ .

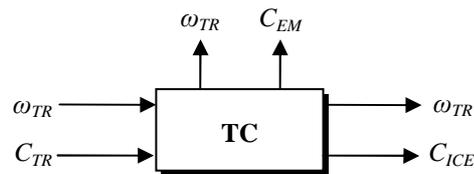


Fig. 4.11 Rappresentazione dell'accoppiamento meccanico in forma quasi statica.

#### 4.2.4 Il modello della macchina elettrica.

La macchina elettrica viene utilizzata nei veicoli ibridi paralleli come macchina reversibile che può operare in due modi diversi: convertendo la potenza elettrica proveniente dalla batteria in potenza meccanica per far muovere il veicolo oppure, convertendo la potenza meccanica proveniente dal motore a scoppio o dalle ruote in potenza elettrica per ricaricare le batterie. La prima di queste due modalità costituisce il funzionamento da motore, mentre la seconda da generatore.

Il veicolo oggetto di studio è dotato di un motore sincrono a magneti permanenti le cui ridotte dimensioni gli consentono di essere alloggiato tra il motore termico ed il cambio.



Fig. 4.12 Il motore elettrico in uso nella Honda Civic.

Posto quindi  $P_{EM}$  la potenza elettrica assorbita e  $\eta_{EM}$  il rendimento della macchina elettrica, il funzionamento da motore ( $\omega_{EM} > 0$  e  $C_{EM} > 0$ ) è descritto dalla seguente relazione:

$$P_{EM} = C_{EM} \cdot \omega_{EM} \cdot \frac{1}{\eta_{EM}(C_{EM}, \omega_{EM})} \quad [4.31]$$

mentre nel funzionamento da generatore ( $\omega_{EM} > 0$  e  $C_{EM} < 0$ ) vale la seguente relazione:

$$P_{EM} = C_{EM} \cdot \omega_{EM} \cdot \eta_{EM}(C_{EM}, \omega_{EM}) \quad [4.32]$$

Analogamente a quanto avviene per il motore termico, anche il comportamento del motore elettrico, in condizioni quasi statiche, può essere efficacemente descritto per mezzo di una mappa che rappresenta, oltre alla curva di coppia massima nel funzionamento da motore e da generatore in funzione della velocità, le curve isoefficienza. Una mappa di questo tipo consente di descrivere il comportamento della macchina elettrica, in forma quasi statica, utilizzando solo la [4.32]: disponendo cioè delle sole grandezze  $\omega_{EM}$  e  $C_{EM}$ , è possibile ricavare la potenza elettrica scambiata dalla macchina estrapolando dalla mappa il rendimento corrispondente ed inserendolo nella [4.32].

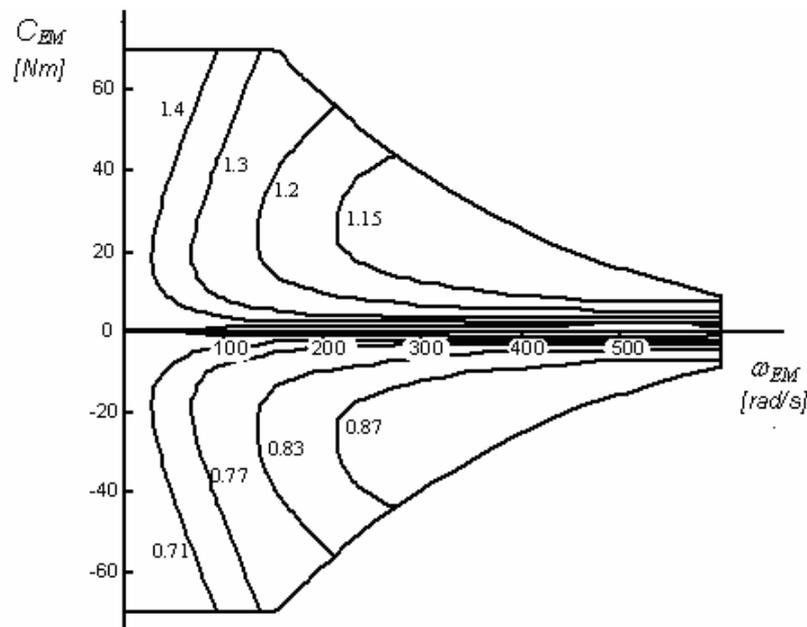


Fig. 4.13 Mappa della macchina elettrica.

In definitiva pertanto, adottando un approccio quasi statico, il motore elettrico viene modellato attraverso la [4.32] per mezzo di un box in cui le variabili di ingresso sono rappresentate dalla coppia  $C_{EM}$  e dalla velocità angolare  $\omega_{TR}$  del suo asse, mentre quelle di uscita sono rappresentate dalla potenza  $P_{EM}$  che la macchina elettrica scambia con il convertitore statico.

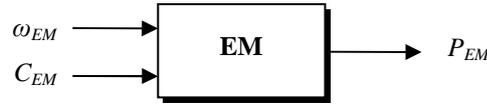


Fig. 4.14 Rappresentazione della macchina elettrica in forma quasi statica.

#### **4.2.5 Il modello della batteria.**

La batteria è un dispositivo in grado di realizzare un sistema di accumulo reversibile dell'energia ed il suo comportamento può essere descritto attraverso diversi modelli.

In questo studio il modello utilizzato deriva direttamente dal modello implementato in *QSS-Toolbox* ed è basato sulla seguente considerazione: note in un generico istante la tensione ai morsetti della batteria e la carica immagazzinata, è possibile, integrando nel tempo la potenza prelevata, determinare l'energia prelevata e, di conseguenza, la carica residua. La tensione ai morsetti della batteria dipende dalla carica contenuta, che può essere facilmente calcolata, e dalla corrente di carica o scarica la quale invece non è nota a priori:

Posto quindi  $Q_0$  la capacità nominale della batteria,  $q(t)$  la quantità di carica contenuta all'istante  $t$ ,  $Q(0)$  la quantità di carica contenuta all'istante  $t=0$  e  $i_0$  la corrente che carica completamente la batteria in 1 ora, si definiscono i seguenti parametri:

$$\text{State of Charge} \quad SoC(t) = \frac{Q(t)}{Q_0} \quad [4.33]$$

$$\text{C-rate} \quad c(t) = \frac{i(t)}{i_0} \quad [4.34]$$

i quali consentono di determinare la tensione ai morsetti della batteria secondo la seguente relazione:

$$v_{bL}(t) = v_{1L}(c(t)) \cdot q(t) + v_{0L}(c(t)) \quad [4.35]$$

dove i due termini  $v_{1L}$  e  $v_{0L}$  sono funzioni di *C-rate*:

$$v_{1L}(c(t)) = c_{L4} \cdot c(t) + c_{L3} \quad [4.36]$$

$$v_{0L}(c(t)) = c_{L2} \cdot c(t) + c_{L1} \quad [4.37]$$

Le relazioni [4.35], [4.36] e [4.37] valgono sia nella fase di carica della batteria che in quella di scarica, ma in questo secondo caso il termine *C-rate* è negativo:

$$v_1(c(t)) = c_{E4} \cdot c(t) + c_{E3} \quad [4.38]$$

$$v_0(c(t)) = c_{E2} \cdot c(t) + c_{E1} \quad [4.39]$$

I coefficienti presenti nelle relazioni [4.36], [4.37], [4.38] e [4.39] non possono essere scelti arbitrariamente ma, per ragioni di continuità tra la fase di carica e scarica, devono soddisfare le seguenti condizioni:

$$c_{E1} = c_{L1} \quad c_{E3} = c_{L3} \quad [4.40]$$

La potenza erogata dalla batteria è pari a:

$$P_{BE}(t) = v_{bL}(t) \cdot i(t) \quad [4.41]$$

quindi, sostituendo la [4.38] e la [4.39] nella [4.41], si ottiene la relazione che esprime la tensione ai morsetti della batteria come funzione della sola potenza, Per la modalità carica pertanto si ottiene:

$$v_{bE}(t) = \frac{c_{E3} \cdot q(t) + c_{E1} + \sqrt{(c_{E3} \cdot q(t) + c_{E1})^2 + \frac{4 \cdot (c_{E4} \cdot q(t) + c_{E2}) \cdot P_b(t)}{i_0}}}{2} \quad [4.42]$$

che, nel modello quasi statico adottato, consente di stimare la tensione ai morsetti della batteria per mezzo della potenza che essa eroga.

Combinando inoltre la [4.35] con la [4.36] e [4.37] si ottiene:

$$v_{BE}(t) = (c_{E4} \cdot q(t) + c_{E2}) \cdot \frac{i(t)}{i_0} + (c_{E3} \cdot q(t) + c_{E1}) = R_{Ei}(t) \cdot i(t) + v_{E1}(t) \quad [4.43]$$

che permette di rappresentare la batteria con un circuito equivalente che include la resistenza interna  $R_{Ei}$  della batteria stessa.

Numericamente i coefficienti presenti nelle [4.36], [4.37], [4.38] e [4.39] assumono i seguenti valori:

$$\begin{array}{llll}
 c_{E1} = 115 & c_{E3} = 15 & c_{L1} = 115 & c_{L3} = 15 \\
 c_{E2} = 18.75 & c_{E4} = 12 & c_{L2} = 11.75 & c_{L4} = 4.05
 \end{array}$$

Con approccio quasi statico in definitiva, la batteria viene modellata per mezzo di un box la cui unica grandezza di ingresso è rappresentata dalla potenza diretta al convertitore statico mentre la grandezza di uscita è rappresentata dallo stato di carica della batteria stessa.

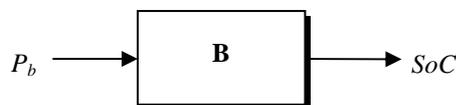


Figura 4.15 Rappresentazione della batteria in forma quasi statica.

#### **4.2.6 Il modello del convertitore statico.**

Il motore elettrico del veicolo è corredato di un convertitore statico che costituisce l'interfaccia elettrica tra le batterie ed il motore stesso. Tale convertitore viene gestito da un opportuno sistema di controllo, il cui scopo consiste nel regolare la direzione dei flussi energetici in accordo con le imposizioni della strategia di controllo adottata.

Posto quindi  $\eta_C$  rendimento del convertitore statico, il suo comportamento è descritto per mezzo delle seguenti relazioni:

$$\eta_{conv}(t) = \frac{P_{EM}(t)}{P_{BE}(t)} \quad [4.45]$$

$$\eta_{conv}(t) = \frac{P_{BE}(t)}{P_{EM}(t)} \quad [4.46]$$

dove la [4.45] vale nel caso di funzionamento della macchina elettrica da motore, mentre la [4.46] vale nel caso del funzionamento da generatore.

In questo studio è stato assunto per il convertitore un rendimento costante pari a 0.85 pertanto, adottando un approccio quasi statico, esso può essere modellato, attraverso la [4.45] e la [4.46], per mezzo di un box in cui la variabile di ingresso è rappresentata dalla

potenza  $P_{EM}$  scambiata dalla macchina elettrica mentre quella di uscita è rappresentata dalla potenza  $P_{BE}$  scambiata dalla batteria.



Fig. 4.16 Rappresentazione del convertitore in forma quasi statica.

#### 4.2.7 Il modello completo del veicolo.

Interfaciando i modelli ricavati ai paragrafi precedenti, rispettando le connessioni del drive train reale, si perviene al modello complessivo del veicolo. tale modello, dopo essere stato opportunamente implementato al calcolatore, si presta ad essere trattato numericamente e permette quindi di valutare efficacia del sistema di gestione energetica adottato.

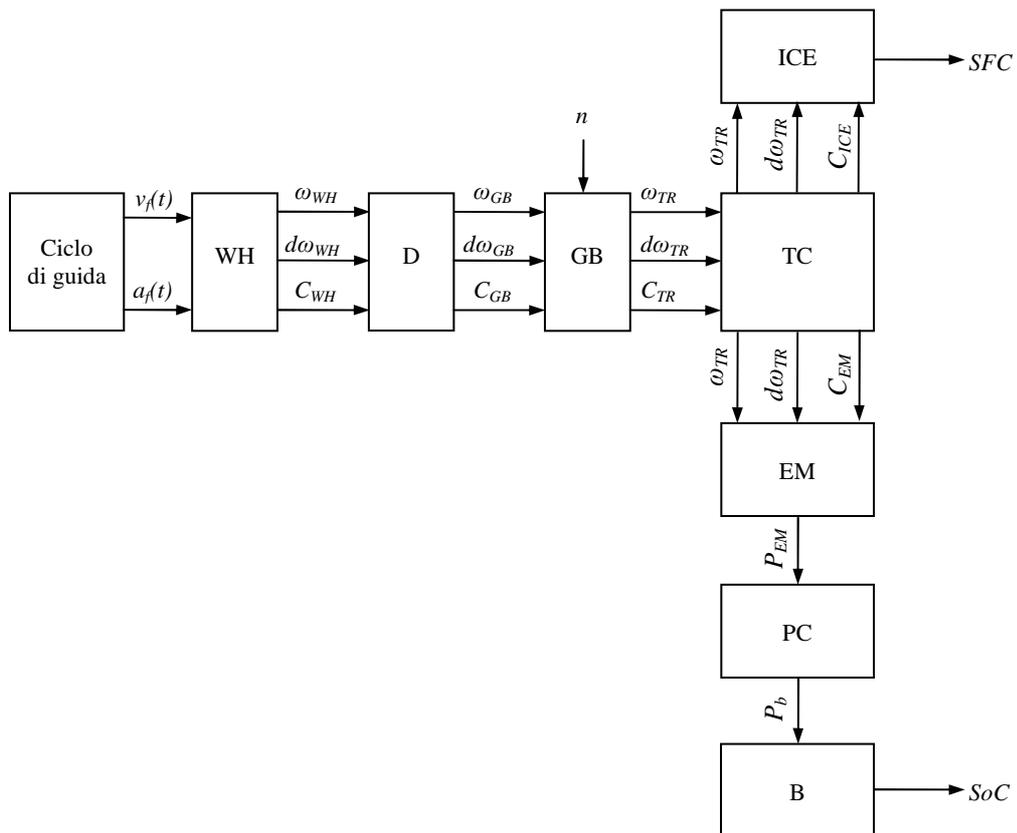


Fig. 4.17 Rappresentazione dell'intero veicolo in forma quasi statica.



# 5

---

## *Le strategie di controllo*

### **5.1 Le strategie di controllo.**

#### **5.1.1 Aspetti generali.**

Come già osservato in precedenza, i veicoli ibridi offrono un grosso potenziale come temporanea alternativa ai veicoli convenzionali grazie agli importanti vantaggi che l'impiego di tali mezzi offre. Essendo essi infatti dotati di una sorgente di energia elettrica e di una di natura termica in grado di assicurare la propulsione del mezzo, il loro funzionamento può essere ottimizzato sfruttandole opportunamente nelle varie condizioni di guida.

Parallelamente allo sviluppo tecnico dei veicoli ibridi nasce quindi l'esigenza di determinare una procedura che consenta di coordinare adeguatamente gli organi del drive train poiché, una loro inopportuna gestione, condurrebbe inevitabilmente a penalizzazioni in termini di consumi energetici. Tali procedure sono comunemente denominate *strategie di controllo dei veicoli ibridi* ed attualmente sono oggetto di numerosi studi e pubblicazioni: a conferma di ciò, il grafico in figura 5.1, che illustra il trend evolutivo del numero di articoli disponibili nel database *IEEE* contenenti le parole chiave "hybrid vehicles control", assume un andamento marcatamente crescente.

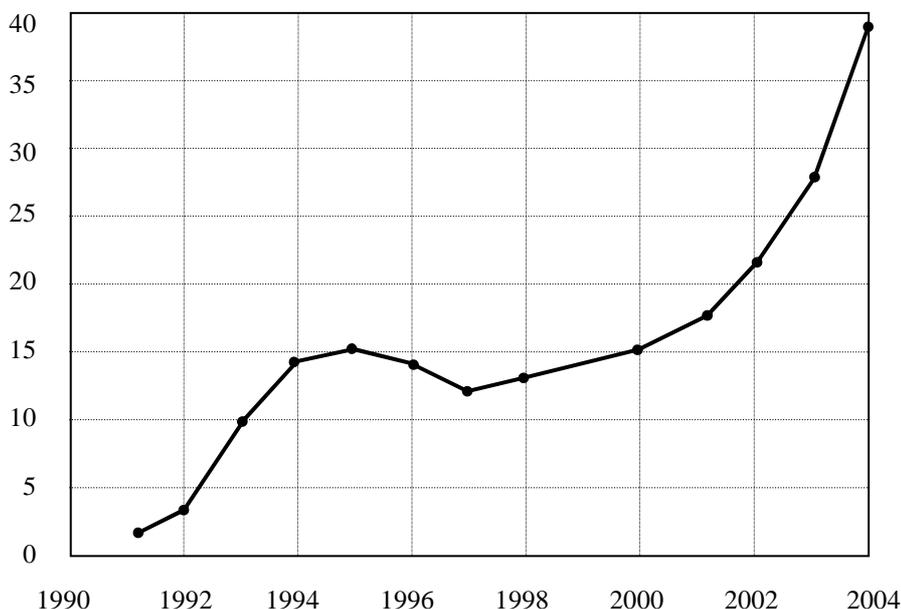


Fig. 5.1 Trend evolutivo del numero di articoli pubblicati sul controllo dei veicoli ibridi elettrici.

Si definisce dunque strategia di controllo una sequenza ordinata di operazioni (sia di controllo che di attuazione) atte a regolare il funzionamento dei vari organi del drive train; tali algoritmi tipicamente assumono come variabili di ingresso i segnali provenienti dai sensori alloggiati nel veicolo (velocità, accelerazione, etc.) mentre le variabili di uscita sono rappresentate dalle decisioni prese in merito alla variazione di funzionamento dei power train.

Le soluzioni attualmente proposte sono molteplici e si riconducono tutte alla programmazione di uno o più controllori *IEMA* (*Intelligent Energy Management Agent*) a cui viene affidato il compito di coordinare i dispositivi del veicolo in accordo con le leggi della strategia di controllo.

Diversamente da un veicolo convenzionale nei veicoli ibridi vengono riconosciuti due diversi livelli di azioni di controllo che vengono affidate ad altrettanti controllori: un livello alto a cui appartiene il controllore di supervisione *SDC* (*Supervisory Drive train Controller*), ed un livello più basso a cui appartengono i controllori *ECU* (*Electronic Control Unit*) dei singoli dispositivi.

Il controllore *SDC* si trova nella posizione più alta della struttura gerarchica del sistema e funziona principalmente come gestore delle sorgenti di energia: esso valuta la disponibilità di potenza da parte delle varie fonti energetiche e la potenza richiesta dal guidatore e, sulla base di algoritmi pre-implementati, stabilisce una ripartizione della potenza tra i power train.

Esso inoltre gestisce il cambio automatico, le comunicazioni tra i vari dispositivi del veicolo ed effettua periodicamente la diagnosi dell'intero sistema attraverso i segnali ricevuti dai vari sensori.

I controllori *ECU* invece si occupano unicamente di trasformare i segnali provenienti dal controllore *SDC* in opportuni comandi elettrici per gli attuatori.

La figura 5.2 illustra l'organizzazione gerarchica del sistema di controllo tipico dei veicoli ibridi paralleli, sui quali verrà focalizzata l'attenzione nella successiva trattazione.

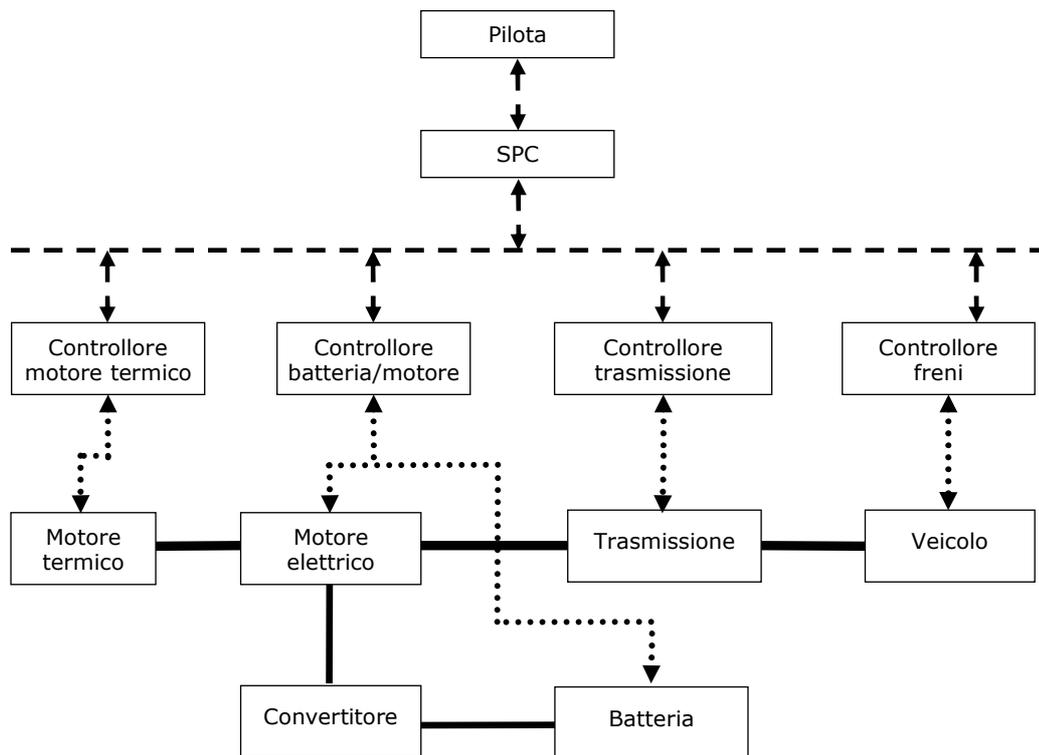


Fig. 5.2 Struttura gerarchica del sistema di gestione di un veicolo ibrido parallelo.

### **5.1.2 Le strategie di controllo del veicolo.**

Riprendendo quanto esposto al paragrafo 2.3.3, un veicolo ibrido parallelo può funzionare in modo diverso a seconda del coinvolgimento energetico del motore elettrico e di quello termico; posto dunque  $P_{EM}$  la potenza sviluppata dal motore elettrico e  $P_{ICE}$  quella sviluppata dal motore termico, si considera il rapporto di ripartizione  $u$  della potenza definito da:

$$u = \frac{P_{EM}}{P_{EM} + P_{ICE}} \quad [5.1]$$

Definita poi  $B_e$  la variabile logica che descrive lo stato del motore termico (se  $B_e=1$  il motore termico è in funzione e viceversa), il comportamento di un veicolo ibrido parallelo può essere descritto secondo la tabella 5.1:

Tabella 5.1 Modalità operative di un veicolo ibrido parallelo.

	Modalità	$u$	$B_e$
1	Termica	0	1
2	Elettrica	1	0
3	Ibrida	$\in [0,1]$	1
4	Ricarica	$<0$	0
5	Frenata rigenerativa	$<0$	0

Le strategie di controllo attualmente proposte differiscono per la scelta di  $u(t)$  e  $B_e(t)$  durante la fase di propulsione.

Un ulteriore elemento di distinzione tra le strategie di controllo è rappresentato dalla conoscenza della situazione di guida futura del veicolo: sotto questa prospettiva infatti è possibile distinguere *strategie per il controllo in tempo reale* o *basate su regole (RBS, Rule Based Strategies)* dalle strategie che consentono di determinare una *soluzione ottima* al problema della minimizzazione dei consumi.

Le strategie per il controllo ottimo determinano la ripartizione della potenza tra i power train di un veicolo che si muove lungo un percorso prestabilito attraverso un processo di ottimizzazione matematica finalizzato alla minimizzazione dei consumi energetici del mezzo: poiché dunque strategie di questo tipo necessitano della conoscenza a priori delle informazioni sul profilo di guida, possono essere efficacemente adottate ad esempio per i veicoli di trasporto pubblico che si muovono lungo percorsi prestabiliti di cui si conoscono a priori le caratteristiche.

Le strategie basate su regole invece, determinano la ripartizione della potenza tra i power train facendo uso di relazioni di tipo euristico e non necessitano quindi della conoscenza preventiva del profilo di guida: attualmente strategie di questo tipo rappresentano lo stato dell'arte nella maggior parte dei prototipi e dei veicoli ibridi in commercio.

Le strategie per il controllo in tempo reale presentano il vantaggio di essere abbastanza intuitive e relativamente semplici da implementare ma il loro limite principale è legato ai valori di soglia di alcuni parametri da cui dipende il comportamento del veicolo: ne è un

esempio lo stato di carica delle batterie, che influenza fortemente il comportamento della macchina elettrica, ma di cui è difficile avere una stima precisa.

Generalmente le strategie per il controllo ottimo invece vengono adottate per un confronto preventivo in sede di simulazione al calcolatore e da esse si possono poi ricavare le leggi per il controllo in tempo reale.

La figura 5.3 rappresenta una classificazione delle strategie di gestione energetica più diffuse.

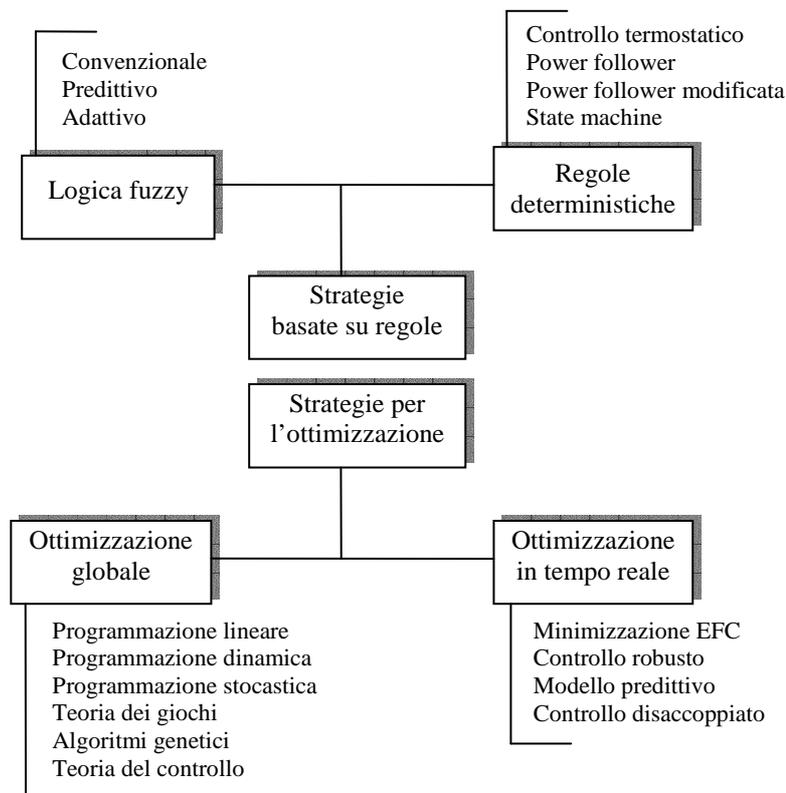


Fig. 5.3 Classificazione delle strategie di controllo.

## 5.2 Strategie basate su regole.

### 5.2.1 Aspetti generali.

Le strategie di controllo basate su regole sono strutturate sulla base di semplici relazioni che possono avere origine diversa (esperienza umana, dati sperimentali, relazioni euristiche)

e risultano particolarmente efficaci nella gestione del veicolo in tempo reale dal momento che non necessitano della conoscenza preventiva del profilo di guida.

L'idea di fondo di questo tipo di strategie è basata sul concetto di *load-leveling*: una strategia *load-leveling* si pone come obiettivo lo spostamento del punto di funzionamento del motore termico il più vicino possibile al punto ottimale di efficienza. Generalmente il punto di funzionamento viene spostato in corrispondenza di valori di coppia e velocità più bassi rispetto al punto ottimale e ciò comporta una riduzione del consumo di carburante. La differenza tra la potenza richiesta dal guidatore e la potenza sviluppata dal motore termico viene poi compensata per mezzo del motore elettrico che può operare anche come generatore per mantenere lo stato di carica delle batterie sopra la soglia minima.

Le strategie basate su regole fondamentalmente possono essere di due tipi: si possono distinguere strategie di tipo *deterministico* e strategie che fanno uso della *logica fuzzy*, queste ultime in particolare hanno riscosso un interesse sempre crescente negli ultimi anni.

### **5.2.2 Metodi basati su regole deterministiche.**

Le strategie basate su regole di tipo deterministico fanno uso di relazioni di natura euristica o derivanti dall'esperienza umana. Gli esempi più rilevanti di strategie di questo tipo sono i seguenti:

- strategia con *controllo termostatico on/off*: si tratta di una strategia piuttosto semplice per mezzo della quale il veicolo viene avviato in modalità elettrica e viene mantenuto in questa condizione di funzionamento fino a quando lo stato di carica delle batterie raggiunge la soglia minima; raggiunta questa soglia entra in funzione il motore termico che provvede a fornire potenza sia per la propulsione, sia per la ricarica delle batterie. Non appena lo stato di carica raggiunge il limite superiore, il motore termico viene spento ed il veicolo torna a funzionare in modalità elettrica.
- strategia *power follower*: in questa strategia la propulsione del mezzo è affidata principalmente al motore termico mentre il motore elettrico viene utilizzato per produrre potenza addizionale, quando richiesta, e mantenere lo stato di carica delle batterie.

Le regole di base di questa strategia possono essere formulate come segue:

- al di sotto di una certa soglia di velocità viene utilizzato solo il motore elettrico;

- se la potenza richiesta dal guidatore è superiore alla potenza che il motore termico può fornire, il motore elettrico viene utilizzato per compensare la differenza;
- il motore termico viene spento se la potenza richiesta dal guidatore scende sotto ad un determinato valore;
- le batterie vengono ricaricate tramite frenata rigenerativa;
- se lo stato di carica è minore della soglia minima, il motore termico provvede, oltre alla propulsione, anche alla loro ricarica.

Si tratta di una strategia abbastanza semplice ed efficace poiché è in grado di assicurare una riduzione generale dei consumi energetici, essa tuttavia non ottimizza l'efficienza del motore termico e non tiene in considerazione delle sue emissioni.

- strategia *power follower modificata*: si tratta di una versione migliorata della precedente strategia, anche in questo caso l'obiettivo principale consiste nell'ottimizzare l'uso di energia e minimizzare le emissioni ma, a differenza della strategia precedente, tale obiettivo viene perseguito attraverso l'introduzione di una funzione di costo che descrive il consumo energetico complessivo del veicolo e le emissioni del motore termico.
- strategia *state machine*: si tratta di una strategia rivolta al controllo dei veicoli ibridi paralleli. Questo tipo di strategia agisce imponendo la modalità di funzionamento del veicolo (modalità termica, elettrica, carica delle batterie, ecc) e le transizioni tra le varie modalità vengono stabilite valutando la potenza richiesta dal guidatore, le condizioni energetiche del veicolo e gli eventuali difetti di funzionamento del sistema. L'implementazione di questa strategia facilita quindi il compito del supervisore di controllo del sistema ma, come tutte le strategie basate su regole, non garantisce l'ottimizzazione dell'economia energetica. Dal punto di vista della gestione energetica quindi questo tipo di approccio non aggiunge nulla di rilevante ai metodi precedentemente considerati.

### **5.2.3 Metodi basati su logica fuzzy.**

La *logica fuzzy*, conosciuta anche come *logica sfumata* o *logica sfocata*, è una logica non binaria per mezzo della quale si può attribuire a ciascuna proposizione un grado di verità compreso tra 0 e 1, si tratta quindi di una logica polivalente che costituisce un'estensione

della logica booleana. Già intuita da Cartesio, Bertrand Russell, Albert Einstein, Werner Karl Heisenberg, Jan Łukasiewicz e Max Black, venne concretizzata da Lotfi Zadeh che la propose nel 1965 in un articolo intitolato *Information and control*.

Gli estimatori della logica fuzzy insistono molto sulla sua facilità di utilizzo e sul fatto che essa si avvicina molto più al ragionamento umano rispetto alla logica classica, caratteristiche che le hanno permesso di trovare numerose applicazioni, anche nello sviluppo degli algoritmi di controllo dei veicoli ibridi.

Una delle applicazioni di maggiore successo della logica fuzzy infatti è rappresentata dallo sviluppo di sistemi di controllo “esperti”, sistemi cioè capaci di gestire diversi ingressi (provenienti ad esempio da sensori) ed intraprendere azioni di risposta sulla base di regole descritte mediante un linguaggio naturale.

Con riferimento ad un veicolo ibrido ad esempio, è possibile considerare come ingresso lo stato di carica delle batterie (che potrà essere quindi *abbastanza alto* o *basso*) ed implementare nel relativo controllore la seguente regola:

*SE lo stato di carica è basso  
ALLORA ricarica le batterie*

Il risultato di tutto il processo viene infine *defuzzificato*, viene cioè restituito un nuovo valore adatto al controllo e all’attuazione. Nel caso precedente il risultato del processo potrebbe essere rappresentato dal comando da inviare al sistema per abilitare la modalità ricarica.

Le strategie di controllo che fanno uso di questa logica fondamentalmente possono essere di tre tipi:

- strategia con logica fuzzy *convenzionale*: si tratta di una strategia il cui scopo è rappresentato dalla minimizzazione delle emissioni garantendo, allo stesso tempo, il mantenimento dello stato di carica delle batterie e la potenza richiesta dal guidatore. Nello studio presentato in [3] il controllo del veicolo è affidato ad un controllore i cui ingressi sono rappresentati dalla posizione del pedale acceleratore, *acc\_pos*, e dalla velocità angolare  $w_{rpm}$  dell’albero del motore elettrico, mentre l’uscita è invece rappresentata dal rapporto *k* tra la coppia del motore elettrico e quella necessaria per la propulsione. Il motore elettrico viene utilizzato nella fase di avvio del veicolo ed in combinazione col motore termico durante le fasi di accelerazione: una regola fuzzy adottata quindi è la seguente:

*SE acc\_pos è alto e  $w_{rpm}$  è medio*

*ALLORA  $k$  è positivo e piccolo*

I risultati ottenuti in sede di simulazione, riportati in [3], hanno mostrato che controllori di questo tipo possono ridurre del 20% le emissioni di  $NO_x$  rispetto ad un motore diesel ma il limite principale della soluzione proposta è rappresentato dal fatto che essa non è in grado di garantire il mantenimento della carica delle batterie.

Sono stati quindi proposti in [4] controllori più sofisticati basati sulle stesse regole precedenti dove però il sistema di gestione dell'energia è dotato di due distinti controllori con logica fuzzy: il predittore delle intenzioni del pilota *DIP (Driver's Intention Predictor)* ed il controllore di bilancio della potenza *PBC (Power Balance Controller)*. Il *DIP* si occupa di generare i riferimenti di coppia in risposta ai comandi del pilota, mentre il *PBC* genera il riferimento di coppia per mantenere lo stato di carica delle batterie.

- strategia fuzzy *adattiva*: si tratta di una strategia che assegna un'importanza diversa ad obiettivi diversi in funzione delle condizioni in cui il veicolo deve operare. Generalmente infatti il fine perseguito è rappresentato dalla minimizzazione dei consumi di carburante ma può verificarsi che, se ad esempio il veicolo si trova in aree con stretti limiti di emissione, la riduzione delle emissioni diventa prioritaria rispetto allo scopo precedente. Viene quindi considerata una funzione di costo in cui si assegnano pesi diversi ai vari termini, in [24] ad esempio si considera la seguente funzione  $J$ :

$$j = \omega_1 \cdot (1 - \eta) + \omega_2 \cdot \overline{NO_x} + \omega_3 \cdot \overline{CO} + \omega_4 \cdot \overline{HC}$$

avendo posto  $\eta$  il rendimento del motore termico,  $NO_x$ ,  $CO$ ,  $HC$  le emissioni rispettivamente di ossidi di azoto, monossido di carbonio ed idrocarburi e  $\omega_1$ ,  $\omega_2$ ,  $\omega_3$ ,  $\omega_4$  i termini numerici per assegnare la rilevanza.

- strategia fuzzy *predittiva*: si tratta di una strategia che ha origine dal processo di ottimizzazione globale che può essere intrapreso disponendo a priori del profilo di velocità con cui si muove il veicolo. Quando infatti le informazioni relative al percorso sono note a priori, è possibile determinare una soluzione di ottimo che garantisca il minimo consumo di carburante, la quale però, resta valida solo per il ciclo

di guida considerato; nel caso di controllo in tempo reale è comunque possibile disporre di informazioni sul percorso lungo cui il mezzo è in procinto di muoversi ricorrendo, ad esempio, a sistemi GPS o informazioni sul traffico. La strategia quindi, riconoscendo in anticipo le caratteristiche del profilo di guida, è in grado di applicare in tempo reale modelli di gestione energetica derivanti dal controllo ottimo e, tale valutazione, viene effettuata per mezzo di decisioni assunte con logica fuzzy.

## **5.3 Strategie basate sull'ottimizzazione.**

### **5.3.1 Aspetti generali.**

L'ottimizzazione è una branca della matematica applicata che studia teoria e metodi per la ricerca dei punti di massimo e minimo di una funzione. L'ambito di ricerca privilegiato dell'ottimizzazione sono i modelli esprimibili in termini di funzioni di più variabili, nei quali i punti di ottimo vengono ricercati ponendo vincoli espressi secondo equazioni o disequazioni anche in termini di derivate successive.

L'ottimizzazione ha trovato diverse applicazioni nell'ambito della gestione energetica dei veicoli ibridi, dove il problema del coordinamento dei vari organi di un drive train può essere formulato costruendo una funzione di costo e determinando i valori delle variabili che rendono minima tale funzione nel rispetto di alcuni vincoli fondamentali. Tipicamente la funzione di costo rappresenta il consumo di carburante o le emissioni del motore termico, mentre la variabile da determinare è generalmente rappresentata dalla ripartizione delle potenze tra i motori; il vincolo imposto è invece rappresentato dalla potenza necessaria per la propulsione e, parallelamente, dallo stato di carica delle batterie, che deve essere mantenuto entro determinati valori.

### **5.3.2 Ottimizzazione globale.**

Le strategie basate sull'ottimizzazione globale affrontano il problema della gestione energetica di un veicolo ibrido calcolando la ripartizione della potenza tra i motori ed il rapporto di trasmissione ottimale attraverso la minimizzazione matematica di una funzione di costo per un prefissato ciclo di guida.

Un approccio di questo tipo però, poiché necessita della conoscenza a priori del profilo di guida, non può essere utilizzato direttamente per un controllo in tempo reale, ma può comunque costituire la base che permette di ricavare le regole generali per la definizione di una strategia direttamente implementabile sul veicolo. Strategie di questo tipo sono presentate in [36], [40] e [41].

Gli strumenti matematici di cui si fa uso possono essere di natura diversa ma generalmente i più utilizzati sono i seguenti:

- *simulated annealing*: si tratta di un processo che mira a trovare un minimo globale quando si è in presenza di più minimi locali;
- *teoria dei giochi*: è la branca della matematica che analizza situazioni di conflitto e ne ricerca soluzioni competitive e cooperative tramite modelli, essa cioè si occupa delle decisioni individuali in situazioni in cui vi sono interazioni tra due o più soggetti, tali per cui le decisioni di un soggetto, finalizzate al suo massimo guadagno, possono influire sui risultati conseguibili da parte di un rivale, secondo un meccanismo di retroazione;
- *programmazione dinamica*: è una tecnica di progettazione di algoritmi basata sulla divisione del problema in sottoproblemi, le cui soluzioni ottimali possono essere utilizzate per trovare la soluzione ottimale dell'intero problema;
- *algoritmi genetici*: si tratta di un metodo euristico di ricerca ed ottimizzazione, ispirato al principio della selezione naturale di Charles Darwin, che regola l'evoluzione biologica. Gli algoritmi genetici sono applicabili alla risoluzione di un'ampia varietà di problemi d'ottimizzazione non indicati per gli algoritmi classici, compresi quelli in cui la funzione obiettivo è discontinua, non derivabile, stocastica, o fortemente non lineare.

### **5.3.3 Ottimizzazione in tempo reale.**

Le tecniche di ottimizzazione precedentemente descritte non sono direttamente utilizzabili per applicazioni in tempo reale. Generalmente quindi, in questo ambito, il problema viene affrontato determinando una funzione di costo che, in aggiunta alla stima del consumo istantaneo di carburante, consente di determinare la ripartizione di potenza tra i motori più idonea al mantenimento dello stato di carica delle batterie e alla riduzione dei consumi globali.

Le strategie più diffuse appartenenti a questa categoria sono le seguenti:

- strategia *ECMS* (*Equivalent Consumption Minimization Strategy*): si tratta di una strategia di concezione recente ampiamente trattata in [45] e descritta sommariamente al paragrafo 5.4.1;
- strategia *MMDC* (*Multi Mode Driving Control*): si tratta di una strategia rivolta ai veicoli ibridi paralleli ampiamente trattata in [29] e sommariamente descritta al paragrafo 5.4.2;
- strategia con *controllo ottimo predittivo*: si tratta di una strategia molto simile alla strategia *fuzzy predittiva*, la differenza fondamentale è rappresentata dal fatto che nella prima la ripartizione della potenza tra i motori viene determinata mediante la minimizzazione di una funzione di costo in tempo reale con metodi di ottimizzazione.

## 5.4 Esempi applicativi.

### 5.4.1 La strategia ECMS.

La strategia *ECMS* (*Equivalent Consumption Minimization Strategy*) è una strategia di ottimizzazione utilizzabile in tempo reale, rivolta ai veicoli ibridi paralleli: tale strategia si basa sulla minimizzazione di una funzione di costo calcolata come somma del consumo istantaneo di carburante, utilizzato per la propulsione del veicolo, ed il consumo di carburante equivalente alle variazioni di stato di carica della batteria.

A causa della loro diversa natura, l'energia elettrica e quella derivante dalla combustione del carburante non sono direttamente equiparabili, pertanto la determinazione della funzione da minimizzare necessita preliminarmente della definizione di un coefficiente di conversione tra i due tipi di energie.

Nota quindi la coppia necessaria alla propulsione del veicolo  $C_{WH}(t)$ , posto  $C_{ICE}(t)$  la coppia sviluppata dal motore termico e  $C_{EM}(t)$  quella sviluppata dal motore elettrico, l'equazione di bilancio delle coppie assume la seguente forma:

$$C_{WH}(t) = u(t) \cdot C_{EM}(t) + [1 - u(t)] \cdot C_{ICE}(t) \quad [5.2]$$

avendo definito  $u(t)$  il seguente rapporto:

$$u(t) = \frac{C_{EM}(t)}{C_{WH}(t)} \quad [5.3]$$

Se  $u(t)=1$  la propulsione è assicurata esclusivamente dal motore elettrico, se  $u(t)=0$  viene utilizzato solamente il motore termico mentre per tutti valori di  $u(t)$  compresi nell'intervallo  $[0,1]$  la coppia viene ripartita tra il motore elettrico e quello termico, quando infine la potenza richiesta alle ruote è negativa, essa viene in parte assorbita dal sistema elettrico che la utilizza per la ricarica delle batterie: in questo caso pertanto la variabile  $u(t)$  rimane non precisata e resta quindi significativa solo nel caso in cui la potenza richiesta alle ruote sia positiva.

L'obiettivo della strategia *ECMS* consiste nel determinare in tempo reale il valore della variabile  $u(t)$  che minimizza la funzione di costo considerata.

Detta  $Q_{\max}$  la quantità di carica massima immagazzinabile nella batteria, a seguito dell'utilizzo di una parte di energia immagazzinata in quest'ultima, lo stato di carica diminuisce secondo la relazione:

$$Q_{\max} \frac{dSoC(t)}{dt} = -I_b(t) \quad [5.4]$$

dove il termine  $I_b(t)$  rappresenta la corrente erogata dalla batteria stessa.

Sia quindi  $\dot{m}_f(t)$  il consumo di carburante istantaneo del motore termico:

$$\dot{m}_f(t) = f(C_{ICE}(t), \omega_{ICE}(t)) \quad [5.5]$$

espresso come funzione della coppia e della velocità angolare: posto allora  $h_f$  il potere calorifico inferiore del carburante e detta  $V_{b,oc}$  la tensione ai morsetti della batteria a vuoto (espressa come funzione dello stato di carica), è possibile definire le seguenti funzioni del tempo:

- energia proveniente dalla combustione del carburante  $E_f(t)$  :

$$E_f(t) = \int_0^t h_f \cdot \dot{m}_f(\tau) d\tau \quad [5.6]$$

- energia elettrica utilizzata  $E_e(t)$ , uguale alla variazione positiva o negativa dell'energia immagazzinata:

$$E_e(t) = \int_0^t I_b(\tau) \cdot V_{b,oc}(\tau) d\tau \quad [5.7]$$

- energia meccanica erogata alle ruote  $E_m(t)$  :

$$E_m(t) = \int_0^t C_{WH}(\tau) \cdot \omega_{WH}(\tau) d\tau \quad [5.8]$$

Tali funzioni, essenziali per lo sviluppo della strategia, consentono all'unità di controllo, di determinare ad intervalli di tempo regolari  $\Delta t$  il valore della variabile  $u(t)$  che rende minima la funzione di costo così definita:

$$J(t, u) = \Delta E_f(t, u) + s(t) \Delta E_e(t, u) \quad [5.9]$$

dove i termini  $\Delta E_f(t)$  e  $\Delta E_e(t)$  rappresentano le variazioni delle due energie, espresse come differenza tra il valore all'inizio e quello alla fine dell'intervallo  $\Delta t$ . Entrambi dipendono sia da  $u(t)$  che dalle condizioni di guida le quali, tuttavia, possono essere assunte costante durante l'intervallo  $\Delta t$  essendo questo di durata piuttosto breve.

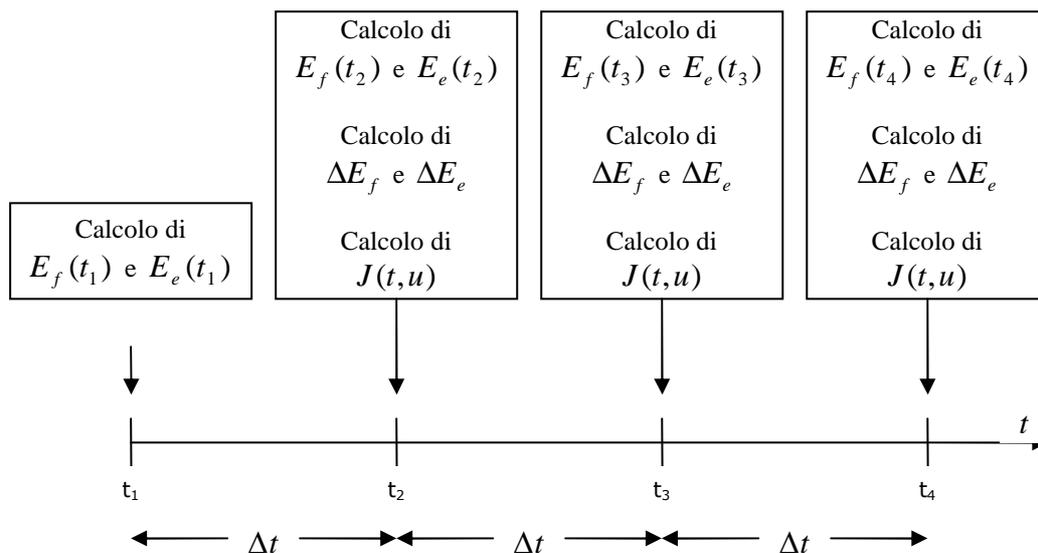


Fig. 5.4 Operazioni temporali nella strategia EMCS.

Il termine  $s(t)$ , funzione del tempo, rappresenta il fattore di conversione attraverso il quale è possibile comparare le due diverse energie, e la sua stima costituisce il nucleo centrale di questo tipo di strategia. Esso infatti esercita una forte influenza sul comportamento del veicolo poiché, se assumesse valori troppo grandi, l'energia elettrica tenderebbe ad essere penalizzata rispetto a quella proveniente dal motore termico e, di conseguenza, i consumi del veicolo crescerebbero, viceversa, se  $s(t)$  assumesse valori troppo piccoli, verrebbe favorita l'energia elettrica e lo stato di carica della batteria decrescerebbe velocemente.

Nello sviluppo proposto in [45] il fattore di equivalenza  $s(t)$  viene determinato in tre fasi distinte:

- inizialmente vengono introdotti due fattori di equivalenza, rispettivamente  $s_{dis}$  e  $s_{chg}$ , per valutare l'energia del carburante equivalente all'energia elettrica positiva (quindi diretta dalle batterie al motore elettrico) e negativa (quindi diretta dal motore/generatore alle batterie) utilizzata alla fine dell'intervallo  $\Delta t$ ;
- viene poi introdotto un fattore di probabilità  $p(t)$ , che rappresenta la probabilità che alla fine dell'intervallo  $\Delta t$  l'energia elettrica utilizzata sia positiva o negativa;
- attraverso valutazioni probabilistiche viene ricavato il termine  $p(t)$  ed il fattore  $s(t)$  viene determinato come funzione dei termini  $s_{dis}$  e  $s_{chg}$ .

Noto quindi il termine  $s(t)$  è possibile determinare la funzione di costo definita dalla [5.9] e ricavare per tentativi il valore di  $u$  che la minimizza.

In definitiva la strategia *ECMS* opera un controllo in tempo reale sul veicolo eseguendo in sequenza, ad ogni istante  $t$  con intervalli  $\Delta t$ , le seguenti operazioni:

- l'unità di controllo riceve da opportuni sensori i segnali di velocità e accelerazione del veicolo, e determina la coppia e la velocità richieste alle ruote;
- partendo dal valore iniziale  $u = 0$  fino al valore massimo  $u = 1$ , ad intervalli  $\Delta u$ , l'algoritmo determina, attraverso la [5.6] e [5.7], le quantità  $\Delta E_f(t, u)$  e  $\Delta E_e(t, u)$ ;
- vengono calcolati la probabilità  $p(t)$  e il fattore di equivalenza  $s(t)$ ;
- attraverso la [5.9] viene valutata la funzione di costo per i diversi valori di  $u(t)$  e tra questi viene scelto quello che rende minima la funzione di costo;
- l'unità di gestione invia ai controllori del motore elettrico e di quello termico il segnale di ripartizione della coppia  $u(t)$ .

La strategia *ECMS* può essere sinteticamente rappresentata attraverso il diagramma di flusso in figura [5.5]

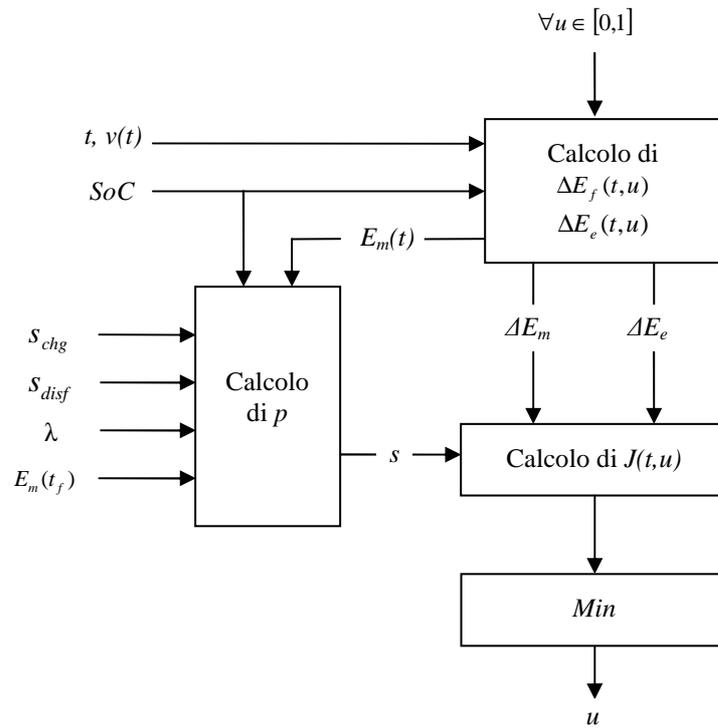


Fig. 5.5 Diagramma di flusso della strategia ECMS.

Di seguito, in figura [5.6] e [5.7], vengono riportati i risultati delle simulazioni ottenuti in [45]; lo studio è stato condotto su un veicolo ibrido parallelo gestito sia con strategia ECMS sia con controllo ottimo nel caso di ciclo combinato NEDC.

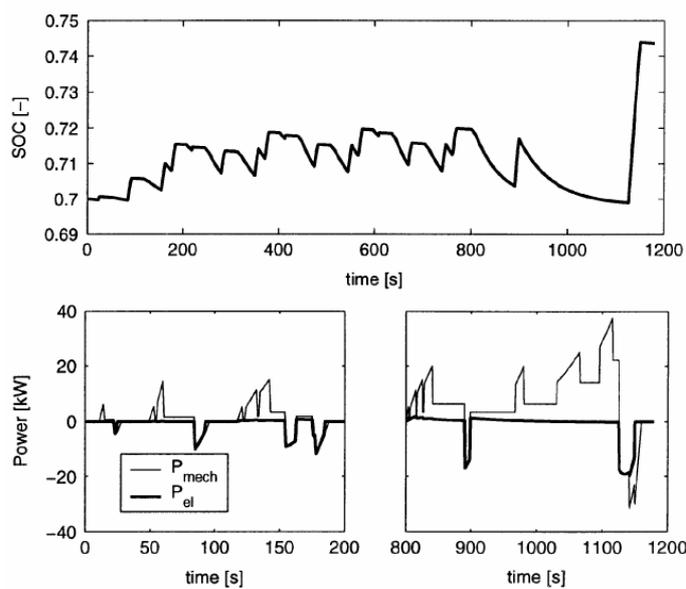


Fig. 5.6 Stato di carica e ripartizione delle potenze con controllo ottimo.

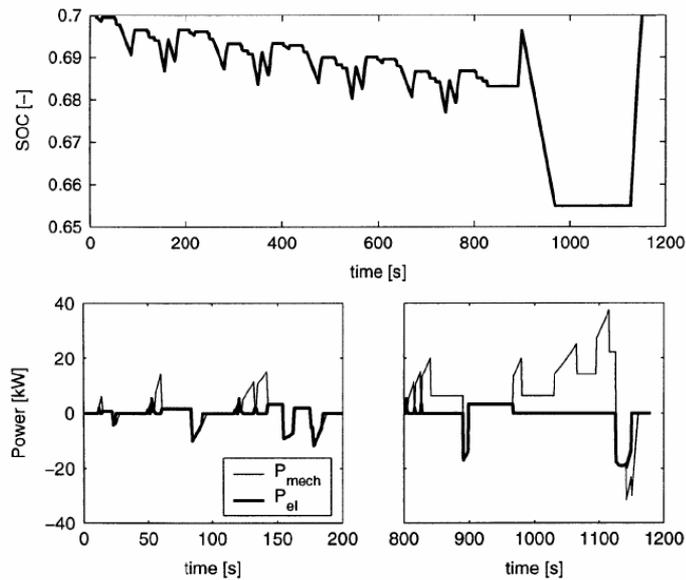


Fig. 5.7 Stato di carica e ripartizione delle potenze con strategia *ECMS*.

Il confronto tra la figura [5.6] e [5.7] mostra che la ripartizione della potenza tra motore elettrico e motore termico ottenuta con strategia *ECMS* è molto simile alla ripartizione che si ottiene con controllo ottimo, a conferma della validità della strategia presentata.

#### **5.4.2 La strategia MMDC.**

La strategia *MMDC* (*Multi-Mode Driving Control*) è una strategia rivolta al controllo in tempo reale dei veicoli ibridi paralleli. Tale strategia opera riconoscendo il profilo attuale di guida del veicolo tra un insieme di profili precostituiti, ed applicando la relativa strategia di controllo ottimo.

L'implementazione di questa strategia quindi richiede preventivamente la definizione di alcuni profili di guida standard tali da descrivere, in modo più realistico possibile, le reali condizioni di guida di un veicolo, allo scopo vengono pertanto definiti tre cicli di guida urbani, due extraurbani ed uno autostradale.

La strategia fa uso di un algoritmo che analizza le caratteristiche del profilo di guida attuale del veicolo e le compara con quelle dei 6 profili precedentemente memorizzati: il confronto viene fatto sulla base di 24 parametri calcolati in tempo reale. Una volta individuato il profilo di guida che meglio approssima le condizioni attuali di funzionamento del veicolo, il sistema applica la relativa strategia di controllo ottimo già pre-programmata.

La strategia *MMDC* è sinteticamente rappresentata in figura 5.8.

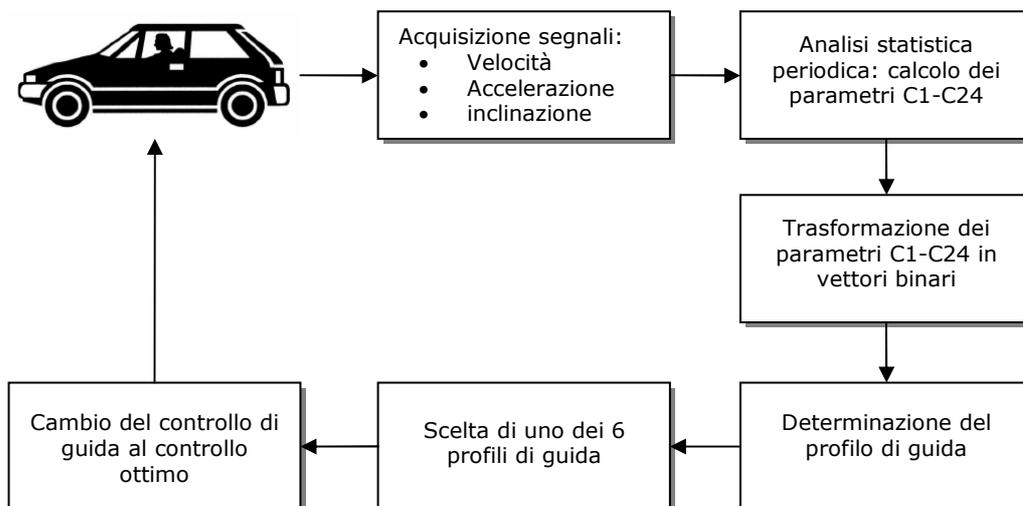


Fig. 5.8 Sequenza temporale delle operazioni nella strategia *MMDC*.

I parametri mediante i quali viene individuato il ciclo di guida sono riportati in tabella 5.2.

Tabella 5.2 Parametri per l'identificazione del profilo di guida.

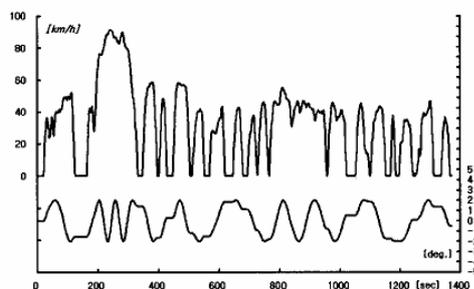
C1	Velocità media [km/h]
C2	Velocità media con $v > 0.5$ km/h [km/h]
C3	Tempo di fermata/tempo totale [%]
C4	Accelerazione per unità di distanza [ $1/s^2$ ]
C5	Accelerazione media positiva [ $m/s^2$ ]
C6	Accelerazione media negativa [ $m/s^2$ ]
C7	Inclinazione media positiva [°]
C8	Inclinazione media negativa [°]
C9	Durata del percorso inclinato (positivo) / tempo totale [%]
C10	Durata del percorso inclinato (negativo) / tempo totale [%]
C11	Fermate per km
C12	Tempo medio [s]
C13	Durata dell'accelerazione / tempo totale [%]
C14	Durata della decelerazione / tempo totale [%]
C15	Deviazione standard dell'accelerazione [ $m/s^2$ ]
C16	Deviazione standard della decelerazione [ $m/s^2$ ]
C17	Velocità massima [km/h]

C18	Deviazione standard della velocità [km/h]
C19	Inclinazione media [°]
C20	Inclinazione massima [°]
C21	Inclinazione minima [°]
C22	Deviazione standard dell'inclinazione [°]
C23	Deviazione standard dell'inclinazione positiva [°]
C24	Deviazione standard dell'inclinazione negativa [°]

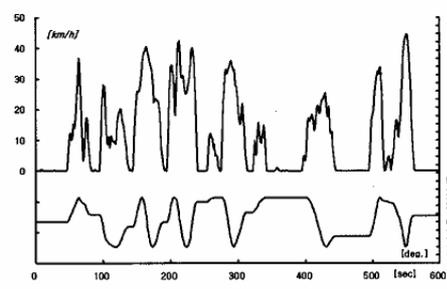
I 24 parametri considerati non sono tutti essenziali al fine di individuare il profilo di guida, in [29] infatti è stato verificato che quelli effettivamente utili sono la velocità media (C1), la velocità media con veicolo sempre in moto (C2), la percentuale di fermata sul tempo totale (C3) e l'accelerazione per unità di distanza (C4). In generale comunque i parametri più significativi sono i primi dieci, quelli rimanenti, poiché non assumono un ruolo determinante nell'individuazione del profilo di guida, in fase di calcolo vengono opportunamente ponderati attraverso specifici coefficienti.

I profili di guida considerati in [29] sono sei: tre di essi sono urbani, due sono extraurbani ed uno autostradale. Tali profili di guida sono rilevati sperimentalmente attraverso prove su strada e dipendono fortemente dalla località dove vengono valutati e dalle sue disposizioni in termini di codice stradale.

I profili di guida sono illustrati in figura 5.9, dove vengono rappresentati, in funzione del tempo, la velocità del veicolo e l'inclinazione del piano stradale.



Profilo urbano 1



Profilo urbano 2

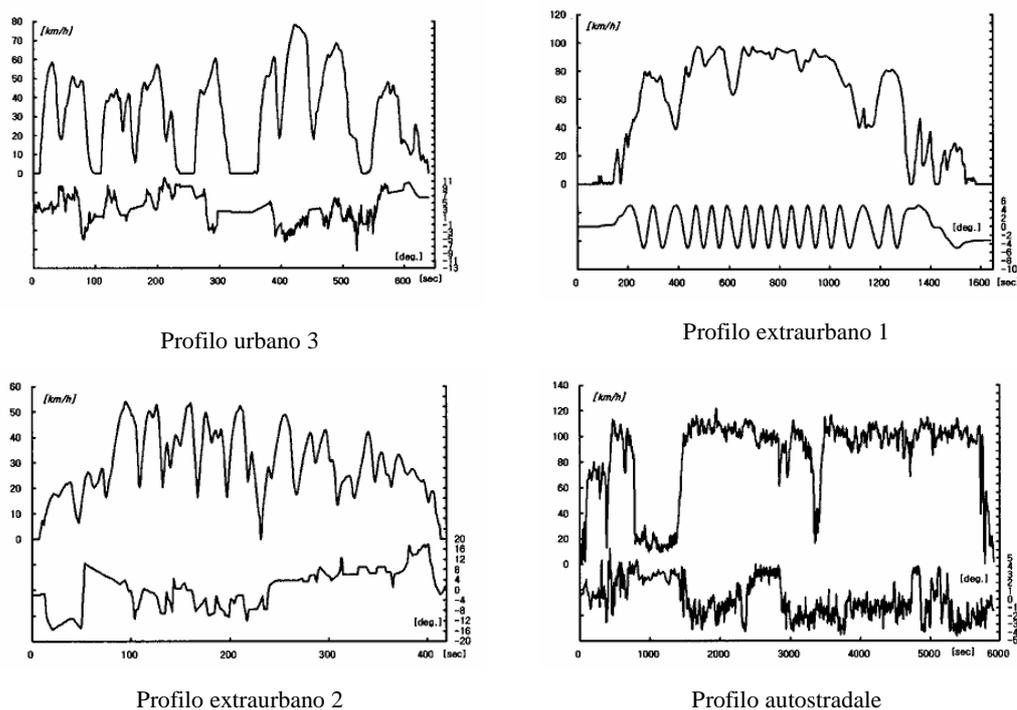


Fig. 5.9 Profili di guida di riferimento nella strategia *MMDC*.

I precedenti profili di guida presentano le seguenti caratteristiche:

- ciclo urbano 1: descrive il comportamento del veicolo in città, la velocità media e l'inclinazione media del piano stradale assumono valori inferiori rispettivamente a 20km/h e 3°;
- ciclo urbano 2: analogamente al precedente, descrive il comportamento del veicolo in città (New York) ma è caratterizzato da maggiori fermate e la velocità media è inferiore;
- ciclo urbano 3: anch'esso descrive, come i precedenti, il comportamento del veicolo in città (Seul) ma è caratterizzato da un numero maggiore di tratti in salita;
- ciclo extraurbano 1: descrive il comportamento del veicolo in un percorso extraurbano e, rispetto ai precedenti è caratterizzato da un valore più elevato di velocità media e da un ridotto numero di fermate;
- ciclo extraurbano 2: descrive il comportamento del veicolo in un percorso extraurbano ma, rispetto al precedente, è caratterizzato da un elevato valore dell'inclinazione media e da una velocità media inferiore;

- ciclo autostradale: descrive il comportamento del veicolo in autostrada, è caratterizzato da un elevato valore di velocità media e da un basso numero di fermate.

Durante il funzionamento in tempo reale dunque, una volta determinati, i valori dei 24 parametri precedentemente introdotti vengono confrontati con quelli caratteristici dei sei profili considerati e, sulla base di valutazioni statistiche, viene individuato il profilo di guida che più si avvicina alle condizioni di guida attuali del veicolo:

Di seguito, in figura [5.10], [5.11] e [5.12], vengono riportati i risultati delle simulazioni ottenuti in [29].

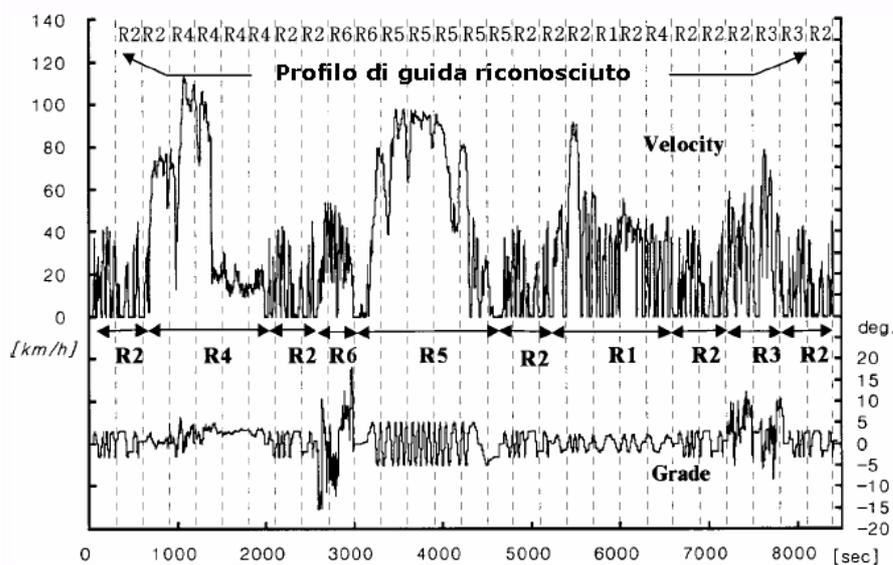


Fig. 5.10 Profilo di guida individuato.

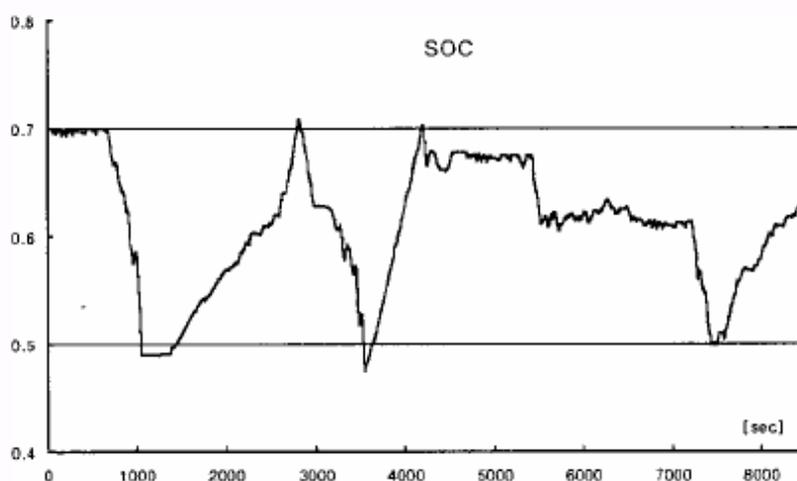


Fig. 5.11 Stato di carica delle batterie.

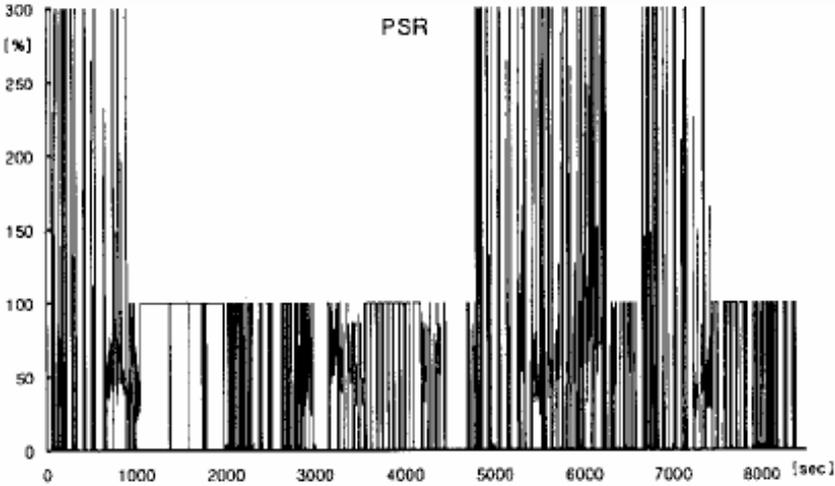


Fig. 5.12 Rapporto di ripartizione delle potenze con strategia *MMDC*.

# 6

---

## *Simulazioni*

### **6.1 Considerazioni preliminari.**

#### **6.1.1 Il veicolo di riferimento, assunzioni preliminari.**

Il veicolo assunto come riferimento per lo studio del power management è un veicolo ibrido parallelo le cui caratteristiche sono sinteticamente riportate in appendice B.

Riprendendo quindi quanto esposto al paragrafo 3.1.1, l'analisi del comportamento del veicolo, in termini di efficienza di conversione energetica, è stata condotta assumendo le seguenti ipotesi:

- il moto del veicolo si sviluppa lungo un percorso rettilineo a pendenza nulla;
- assenza di slittamento tra le ruote motrici ed il terreno;
- variazione della massa del mezzo dovuta al consumo di carburante ininfluente;
- carica iniziale delle batterie pari al 60% della carica massima immagazzinabile.

Il drive train di tale veicolo è descritto al paragrafo 4.1.2 ed è schematicamente rappresentato in figura 6.1 assieme ai riferimenti delle grandezze utili alla successiva trattazione numerica al calcolatore. Si tratta di un drive train costituito da due power train distinti: uno di questi è dotato di un tradizionale motore termico a benzina isolato dalla trasmissione per mezzo di una comune frizione mentre l'altro è caratterizzato da un motore elettrico (sincrono a magneti permanenti) alimentato da un pacco di batterie per mezzo di un

convertitore statico; i due power train confluiscono in un cambio a 5 rapporti fissi che si occupa di trasferire il moto alle ruote motrici anteriori per mezzo di un differenziale caratterizzato da un rapporto finale  $\gamma_D$ .

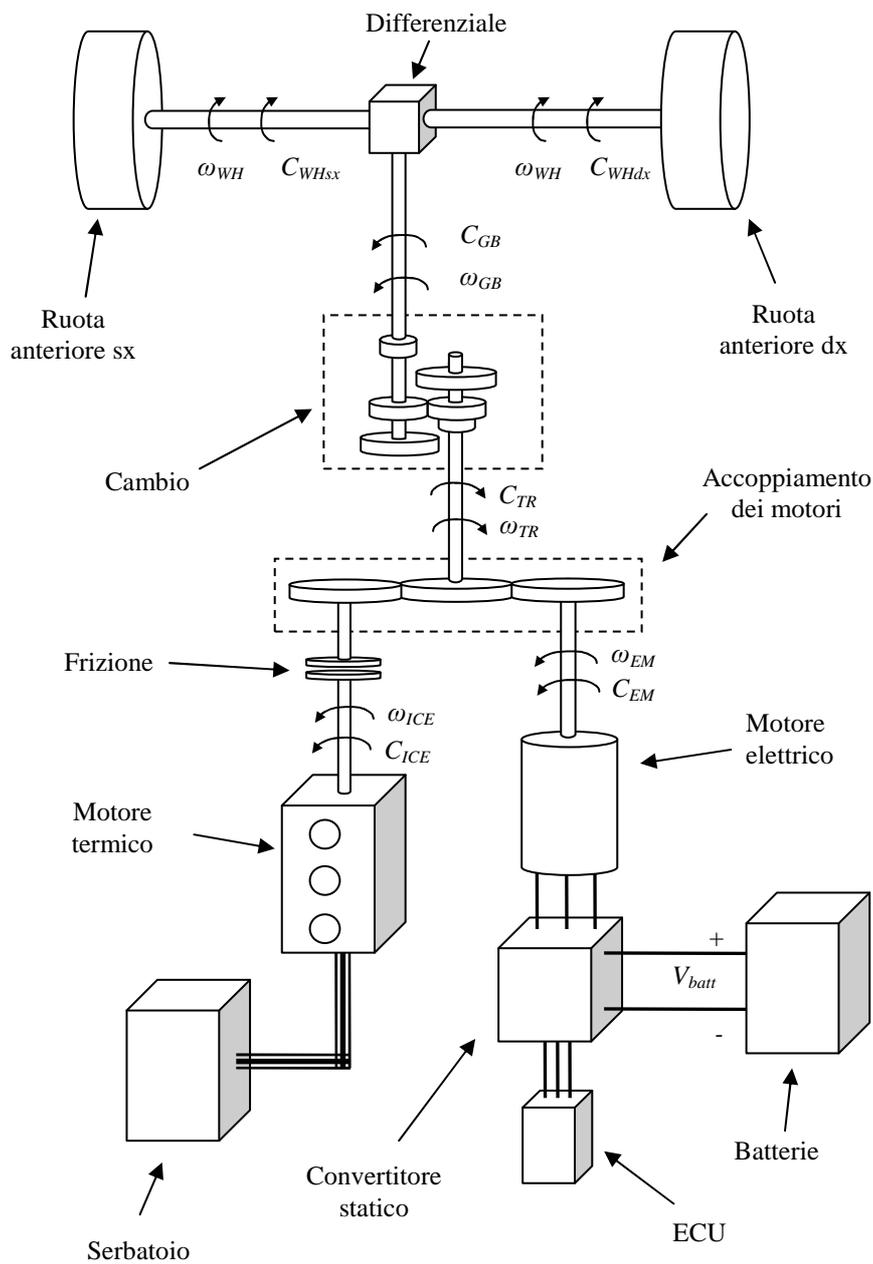


Fig. 6.1 Rappresentazione del drive train del veicolo.

**6.1.2 Il modello matematico in ambiente MatLab/Simulink.**

L’analisi energetica del veicolo è stata condotta in ambiente *MatLab/Simulink*, per mezzo del quale sono stati realizzati i modelli che descrivono, in forma quasi statica, il comportamento di ogni organo del drive train secondo quanto esposto al capitolo 4; interfacciando tali sottomodelli tra loro si perviene al modello complessivo del drive train che viene rappresentato in figura 6.2.

Le simulazioni numeriche effettuate su tale modello sono in grado di descrivere, numericamente e graficamente, il comportamento del veicolo in oggetto e permettono una comparazione delle sue prestazioni dal punto di vista energetico in funzione delle diverse strategie di controllo adottate.

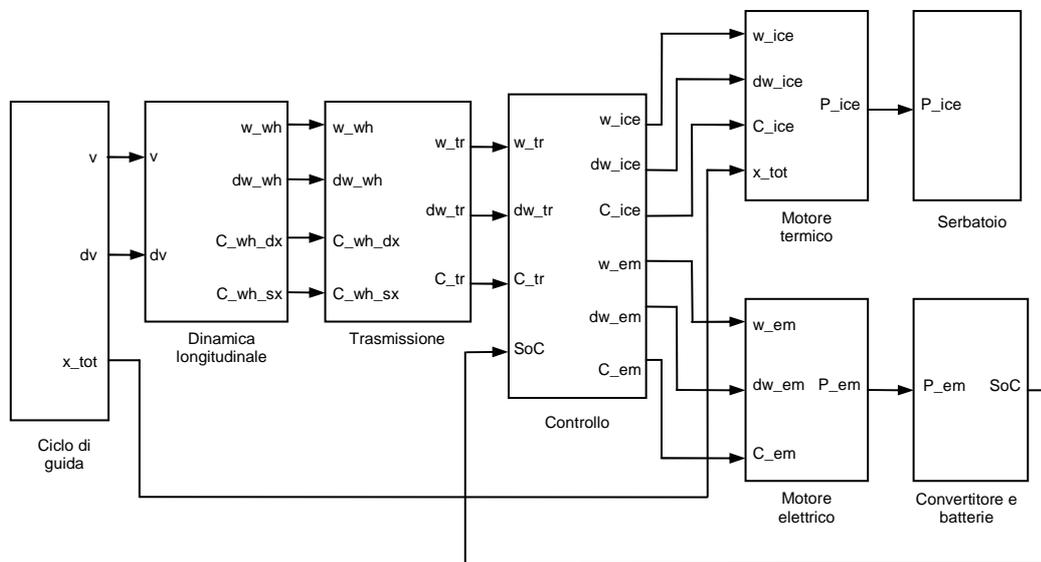


Fig. 6.2 Modello Simulink del veicolo.

L’ingresso del modello è rappresentato dal blocco denominato *Ciclo di guida*, il quale genera numericamente i profili di velocità dei tre principali cicli di guida europei: il ciclo urbano *ECE-15*, il ciclo extraurbano *EUDC* e quello misto *NEDC*, tutti descritti in appendice A. La possibilità di selezionare diversi profili di velocità rende possibili diverse analisi e conferisce al sistema una maggiore flessibilità, poiché è possibile testare il suo comportamento in diverse condizioni di funzionamento.

In accordo con l’approccio quasi statico adottato, i profili di velocità vengono generati come successione di intervalli durante i quali la velocità del mezzo è costante e la durata di questi intervalli è impostata a 0.05s: un valore più elevato rende sicuramente più leggera e veloce la simulazione ma non garantisce una buona precisione dei risultati sia dal punto di vista grafico che da quello numerico.

Il blocco *Ciclo di guida* genera quindi tre diverse grandezze: il valore istantaneo della velocità in m/s, il corrispondente profilo di accelerazione (ottenuto come derivata del precedente) in  $m/s^2$  ed il valore dello spazio percorso in m, ottenuto come semplice integrazione temporale del profilo di velocità.

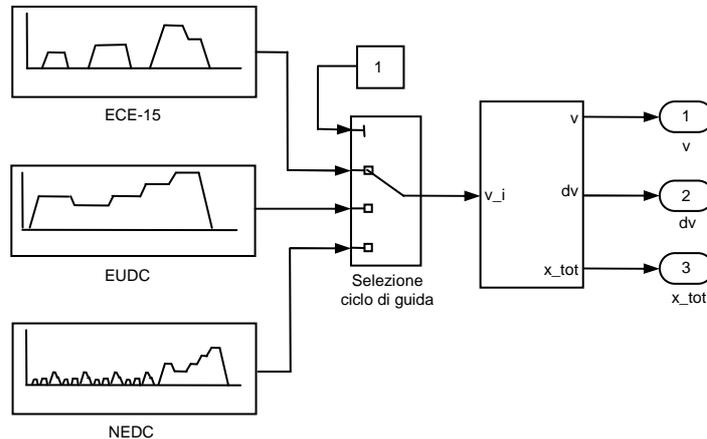


Fig. 6.3 Modello Simulink per la scelta del ciclo di guida.

I profili di velocità e di accelerazione generati dal blocco *Ciclo di guida* costituiscono le grandezze di ingresso del blocco successivo, denominato *Dinamica longitudinale*, che descrive la dinamica longitudinale del veicolo secondo le relazioni descritte al paragrafo 3.1.1: vengono quindi determinate le forze che agiscono sul veicolo durante il moto e la loro risultante, la quale poi consente di ricavare la coppia alle ruote  $C_{WH}$  che deve essere sviluppata dal sistema di propulsione.

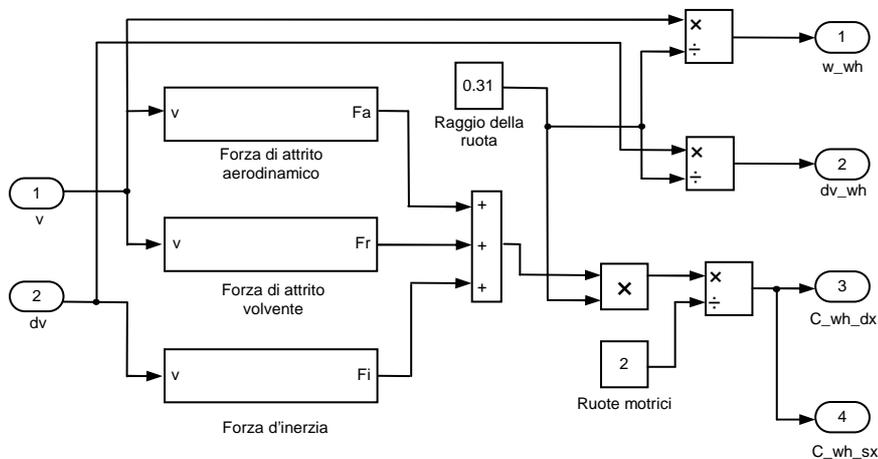


Fig. 6.4 Modello Simulink per la dinamica longitudinale.

Il blocco successivo, *Trasmissione*, rappresenta il sistema di trasmissione meccanico del veicolo ed è costituito, come illustrato in figura 6.5, da un differenziale e da un cambio ad azionamento manuale o automatico a 5 rapporti, entrambi descritti al capitolo 4. Le grandezze di ingresso sono rappresentate dalle evoluzioni temporali della coppia  $C_{WH}$ , della velocità angolare  $\omega_{WH}$  e dell'accelerazione  $d\omega_{WH}$  relative alle ruote, mentre le uscite sono costituite dalle stesse grandezze relative però all'albero a monte del cambio.

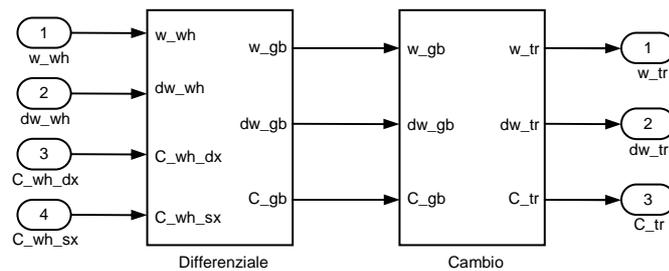


Fig. 6.5 Modello Simulink della trasmissione.

Essendo quindi il cambio a 5 rapporti fissi, sia nel caso in cui esso sia azionato manualmente sia nel caso in cui si tratti di cambio automatico, diventa necessario introdurre un modello in grado di descrivere il criterio con cui viene determinata in tempo reale la marcia da inserire. In questo studio si è considerato il comportamento di un pilota “ideale”, in grado cioè di effettuare la cambiata in corrispondenza del raggiungimento della coppia massima del motore termico (in corrispondenza di  $\omega_{GB}=3300$  giri/min). Disponendo quindi della curva di coppia massima del motore termico, è possibile ricavare le caratteristiche di coppia massima con le diverse marce inserite e, di conseguenza, le velocità  $\omega_{GB}$  in cui viene raggiunto il valore massimo della coppia.

I valori di velocità in corrispondenza dei quali la coppia assume il valore massimo sono riportati in tabella 6.1.

Tabella 6.1 Coppia massima a valle del cambio.

Marcia inserita	Coppia massima [Nm]	Velocità [giri/min]
1°	412	953
2°	226	1740
3°	148	2659
4°	108	3622
5°	90	4365

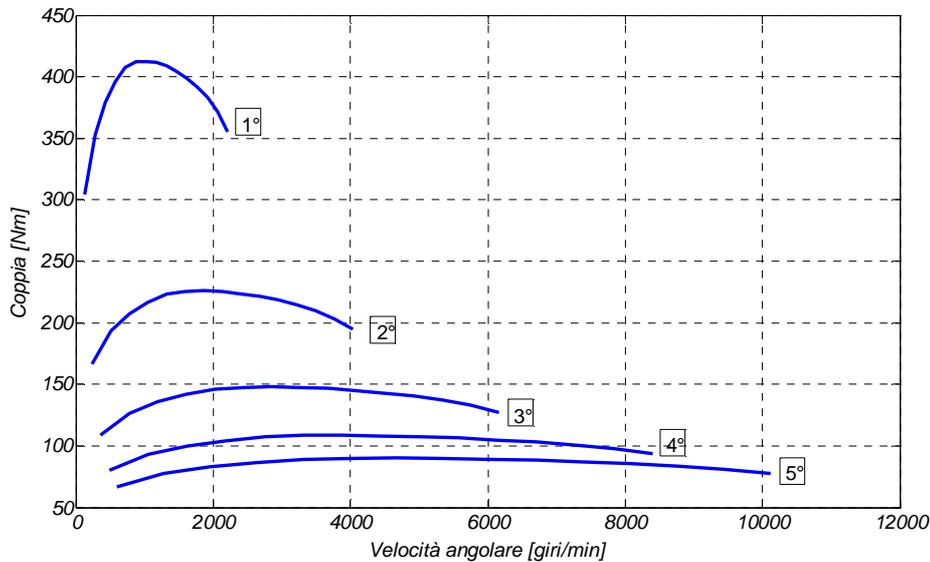


Fig. 6.6 Curve di coppia a valle del cambio.

Le curve precedenti mostrano che la coppia massima viene raggiunta in corrispondenza di un numero di giri  $\omega_{GB}$  sempre maggiore ed è evidente inoltre che, in accordo con l'esperienza pratica quotidiana, le marce più basse sono in grado di fornire coppie maggiori a velocità più basse poiché, negli istanti successivi alla partenza, è necessaria una coppia maggiore per vincere l'inerzia del veicolo.

Per implementare tale sistema di gestione del cambio è stato realizzato un blocco decisionale denominato *Pilota* che effettua la scelta della marcia da inserire in funzione solamente della velocità dell'albero del differenziale secondo il seguente criterio:

- se  $\omega_{GB} = 0 \rightarrow$  marcia inserita = folle,  $\gamma(0)=\infty$
- se  $0 < \omega_{GB} \leq 953 \rightarrow$  marcia inserita = prima,  $\gamma(1)=3.461$
- se  $953 < \omega_{GB} \leq 1740 \rightarrow$  marcia inserita = seconda,  $\gamma(2)=1.896$
- se  $1740 < \omega_{GB} \leq 2659 \rightarrow$  marcia inserita = terza,  $\gamma(3)=1.241$
- se  $2659 < \omega_{GB} \leq 3622 \rightarrow$  marcia inserita = quarta,  $\gamma(4)=0.911$
- se  $3622 < \omega_{GB} < \omega_{lim} \rightarrow$  marcia inserita = quinta,  $\gamma(5)=0.756$

dove le velocità sono espresse in giri/min mentre  $\gamma(n)$  rappresenta il rapporto di trasmissione relativo all' $n$ -esima marcia inserita. Un criterio di questo tipo nasce dall'esigenza di semplificare il problema che altrimenti potrebbe essere affrontato con l'obiettivo di determinare la ripartizione ottimale della coppia tra i due motori potendo gestire anche il rapporto di trasmissione. E' altresì possibile tuttavia riferire la cambiata alla sola velocità del

veicolo a prescindere dalle sue caratteristiche, soluzione che viene adottata ad esempio in *QSS-Toolbox*.

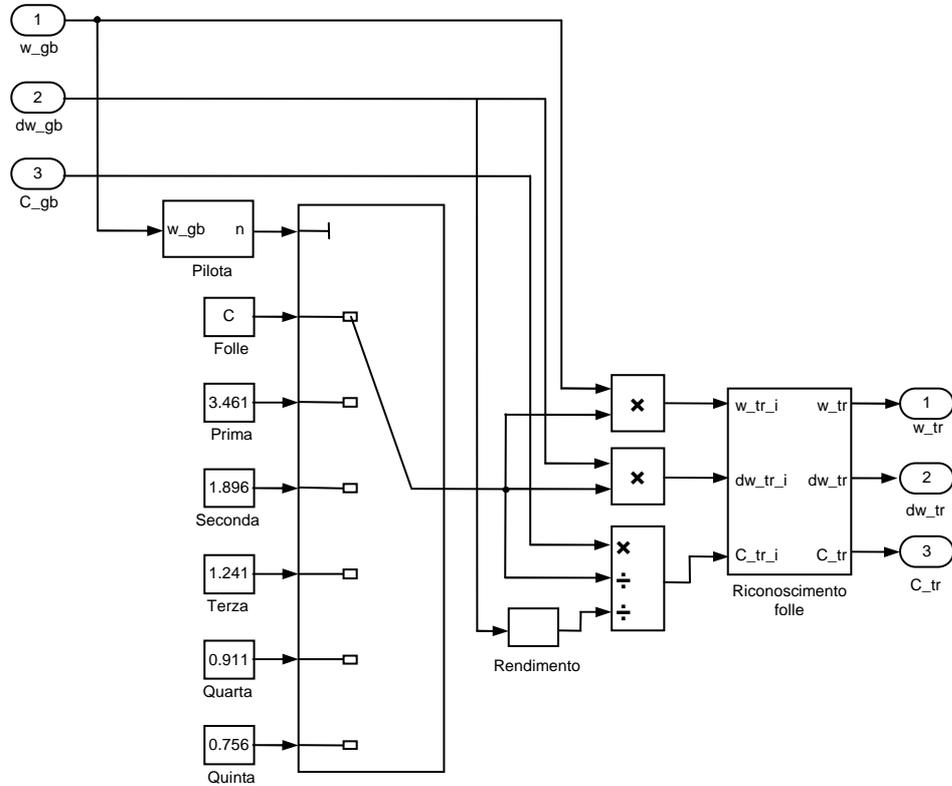


Fig. 6.7 Modello Simulink del cambio.

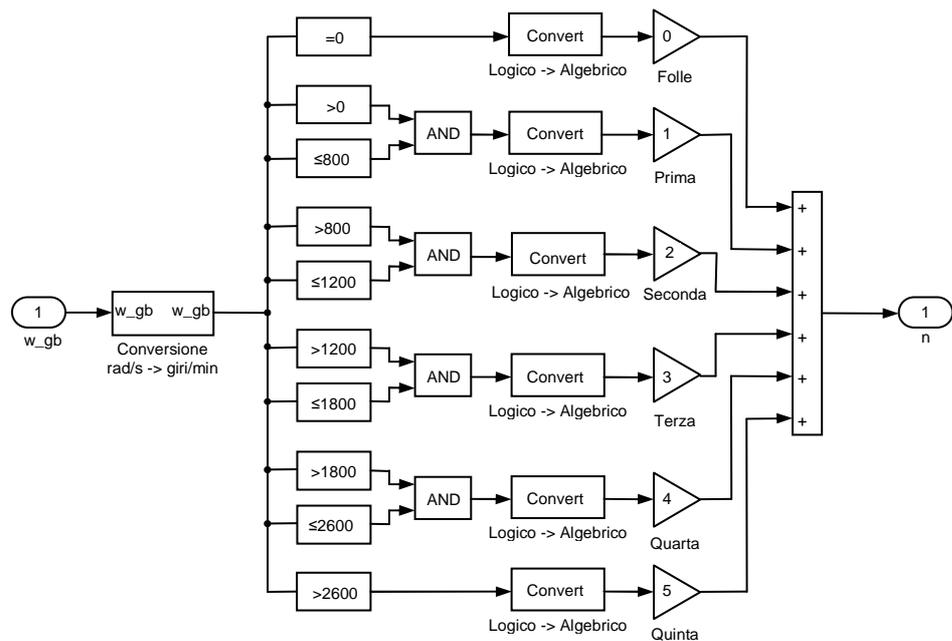


Fig. 6.8 Modello Simulink della gestione del cambio.

I valori di coppia, velocità ed accelerazione che costituiscono l'uscita del blocco *Trasmissione* definiscono gli ingressi del blocco *Controllo* all'interno del quale vengono implementate le diverse strategie di ripartizione della coppia: tali strategie possono essere selezionate di volta in volta per avere un riscontro diretto dell'efficacia delle stesse in termini di efficienza di conversione energetica del veicolo.

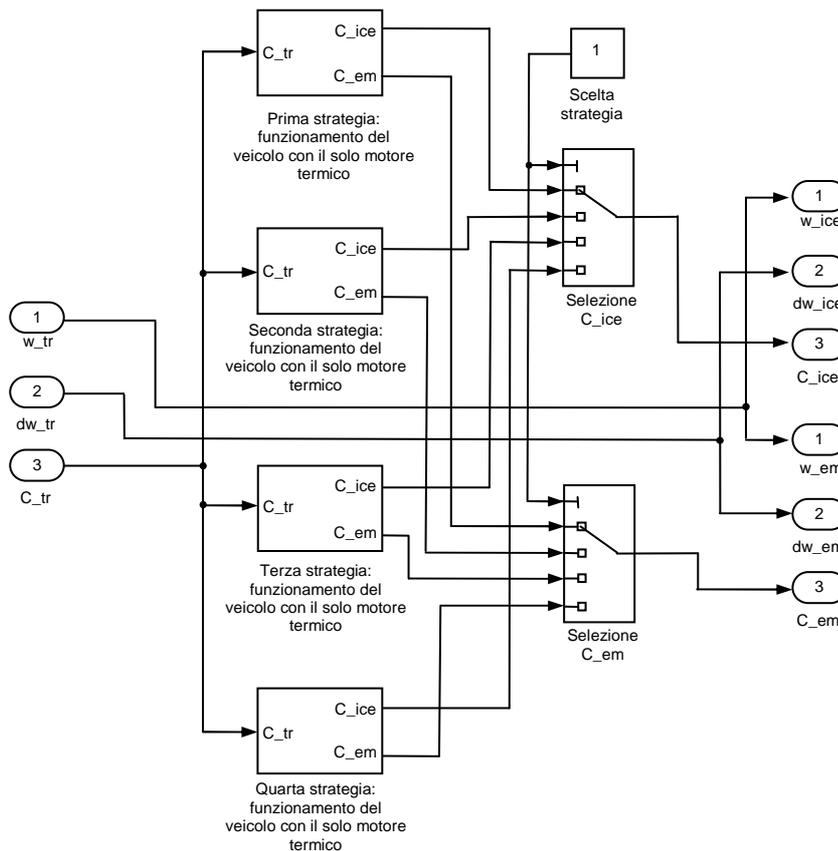


Fig. 6.6 Blocco per la scelta della strategia.

Una volta quindi che sono state determinate le coppie  $C_{EM}$  e  $C_{ICE}$  che i singoli motori devono sviluppare, è possibile ricavare il consumo energetico dei motori stessi secondo quanto riportato al capitolo 4 e verificare l'efficienza dell'intero drive train lungo con il ciclo di guida prestabilito.

## 6.2 Simulazioni.

### 6.2.1 Analisi iniziale.

Una volta realizzato l'intero modello e lanciata la simulazione, il software genera numericamente il profilo di velocità selezionato e provvede a calcolarne il corrispondente profilo di accelerazione secondo la relazione [3.15], le evoluzioni temporali di tali grandezze sono riportate in appendice C.2 per tutti i cicli di guida considerati.

Vengono quindi determinate le forze che agiscono sul veicolo per il ciclo di guida precedentemente selezionato nonché l'evoluzione temporale della forza risultante: le componenti positive di questa forza sono sviluppate dal sistema di propulsione mentre quelle negative sono applicate al veicolo dall'impianto frenante e dall'eventuale sistema di recupero. Le evoluzioni grafiche delle forze sono anch'esse riportate in appendice C.2.

Procedendo con l'analisi verso i motori, in accordo con il metodo quasi statico adottato, il software analizza la velocità angolare  $\omega_{GB}$  dell'albero a valle del cambio e, secondo l'algoritmo precedentemente descritto, determina la marcia da inserire e la conseguente velocità di rotazione  $\omega_{TR}$  nonché la coppia  $C_{TR}$  che deve essere sviluppata dai due motori.

Il software determina quindi i contributi di potenza dei singoli motori sulla base della strategia di gestione impostata e restituisce, in forma numerica, i relativi contributi energetici e l'efficienza complessiva del veicolo.

La verifica dell'efficacia delle varie strategie implementate è stata effettuata sulla base dei seguenti termini numerici preventivamente definiti:

- $S_u$  [km/l]: percorrenza media del veicolo per unità di carburante utilizzato;
- $\bar{\eta}_{ICE}$ : rendimento medio del motore termico, calcolato come rapporto tra la potenza spesa per la propulsione e la potenza assorbita dal carburante;
- $\bar{\eta}_{EM}$ : rendimento medio del motore elettrico, calcolato come rapporto tra la potenza spesa per la propulsione e la potenza elettrica assorbita;
- $\bar{\eta}_{EG}$ : rendimento medio del generatore, calcolato come rapporto tra la potenza elettrica destinata al convertitore e la potenza assorbita dal lato meccanico;
- $E_{DC}$  [J]: energia necessaria per seguire il ciclo di guida prescelto;
- $E_G$  [J]: energia complessivamente ottenuta dalla combustione del carburante;
- $E_B$  [J]: energia complessivamente prelevata dalle batterie;
- $E_{RB}$  [J]: energia complessivamente restituita alle batterie;

- $\xi_G$ : efficienza energetica globale percentuale, calcolata come rapporto tra l'energia spesa per la propulsione e l'energia complessivamente assorbita  $E_G + E_B + E_{RB}$ ;
- $C_u$  [kJ/km]: consumo energetico specifico.

### **6.2.2 Funzionamento in modalità puramente termica.**

Per un confronto diretto dei consumi energetici del veicolo viene esaminato preliminarmente il suo comportamento in modalità puramente termica: in queste condizioni il power train dotato di motore elettrico viene disattivato e l'energia per la propulsione è garantita esclusivamente dal motore termico: le simulazioni sono condotte detraendo dal peso complessivo del mezzo il peso delle batterie e del motore elettrico e mantenendo acceso al minimo il motore termico durante le fasi in cui il veicolo è fermo.

In appendice C.3 sono riportate in forma grafica le evoluzioni temporali delle grandezze che descrivono le prestazioni energetiche del veicolo, le quali sono sinteticamente descritte dalla tabella 6.1.

Tabella 6.2 Prestazioni energetiche nel funzionamento in modalità termica.

	ECE-15	EUDC	NEDC
$l_u$ [km/l]	13.23	17.71	15.75
$\bar{\eta}_{ICE}$ [%]	13.37	20.21	17.33
$\bar{\eta}_{EM}$ [%]	0	0	0
$\bar{\eta}_{EG}$ [%]	0	0	0
$E_{DC}$ [J]	$2.807 \cdot 10^5$	$2.309 \cdot 10^6$	$3.435 \cdot 10^6$
$E_G$ [J]	$1.909 \cdot 10^6$	$1.017 \cdot 10^7$	$1.783 \cdot 10^7$
$E_B$ [J]	0	0	0
$E_{RB}$ [J]	0	0	0
$\xi_G$ [%]	14.71	22.71	19.26
$C_u$ [kJ/km]	1899	1471	1630

I dati riportati nella in 6.2 mostrano chiaramente che la modalità termica, che rappresenta l'unica possibilità di funzionamento per i veicoli convenzionali, penalizza fortemente il funzionamento del veicolo poiché il motore termico è forzato a funzionare a regime variabile con rendimento piuttosto bassi, soprattutto durante la marcia lungo un percorso urbano. La situazione complessivamente migliora se il veicolo si muove lungo un percorso autostradale ma la sua efficienza complessiva assume comunque valori che generalmente non superano il 25%. Poiché dunque questa situazione rappresenta lo standard per la maggior parte dei veicoli attualmente circolanti, i dati che emergono confermano la rilevanza dei problemi presentati al capitolo 2 circa il problema ambientale legato ai mezzi di trasporto, e avvalorano la necessità di mezzi di trasporto più efficienti.

Per aumentare l'efficienza di conversione energetica del veicolo considerato è quindi necessario migliorare il suo rendimento in tutte le fasi del ciclo di guida, cioè durante l'accelerazione, quando il veicolo si muove a velocità costante e nelle fasi di frenata: le strategie che seguono sono sviluppate proprio con l'intento di ricavare una strategia generale in grado di migliorare il rendimento del veicolo in tutte le sue condizioni di funzionamento.

### **6.2.3 Funzionamento con rapporto di coppia costante.**

La prima strategia che viene presa in esame è una strategia di natura euristica che prevede l'impiego del motore elettrico come sistema di ausilio al motore termico nelle fasi in cui il veicolo è in trazione. La ripartizione della potenza tra i due motori, che equivale alla ripartizione della coppia dato che le velocità degli stessi sono uguali, viene determinata secondo un rapporto  $u(t)$  costante imposto a priori:

$$u(t) = \frac{P_{EM}(t)}{P_T(t)} \quad [6.1]$$

La ripartizione della potenza secondo la [6.1] viene effettuata solamente nel fasi in cui  $P_T(t) > 0$ , dove il veicolo cioè è in fase di propulsione. Poiché l'obiettivo della strategia è migliorare l'efficienza durante la propulsione, nelle zone invece in cui  $P_T(t) < 0$ , cioè quando il veicolo è in fase di frenata, il motore elettrico non eroga potenza mentre il motore termico funziona al minimo. Complessivamente quindi la strategia può essere sintetizzata secondo il diagramma di flusso in figura 6.7.

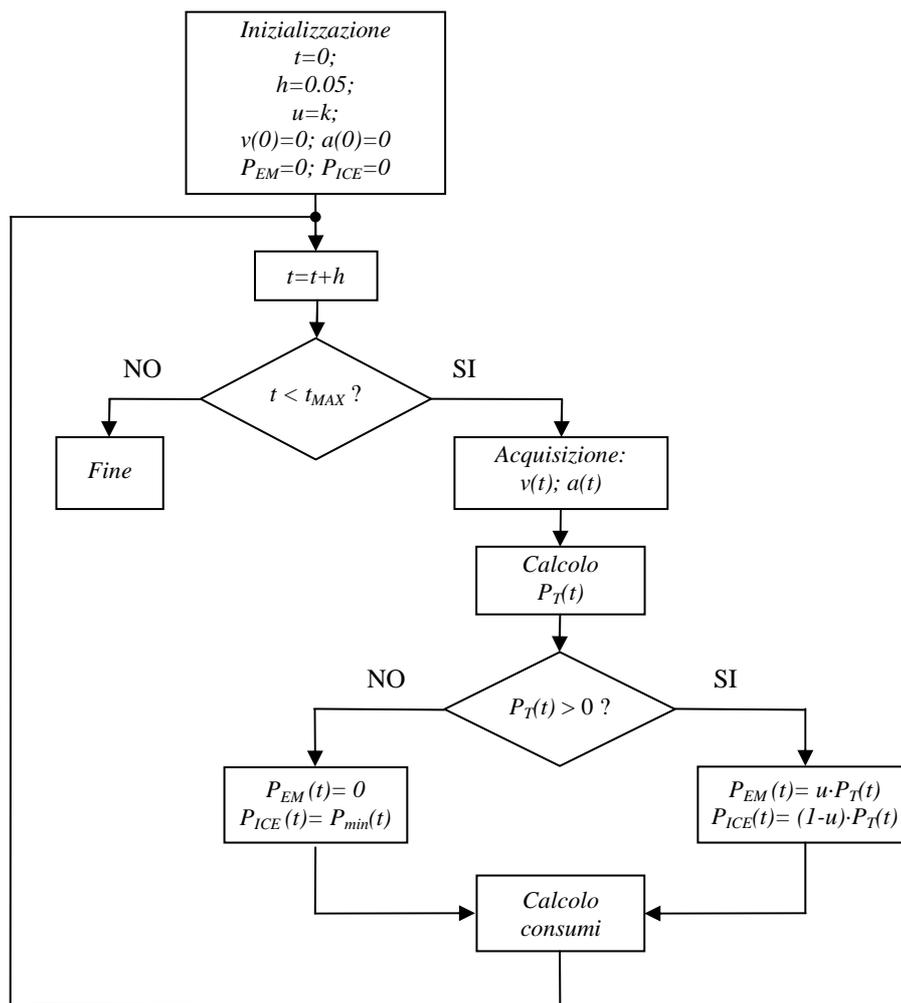


Fig. 6.7 Diagramma di flusso della strategia.

Lo scopo di questa strategia consiste nel mettere in luce l’influenza che il rapporto  $u$  esercita sull’efficienza complessiva del veicolo e nel ricavare, di conseguenza, il valore di  $u$  che garantisce le prestazioni energetiche migliori.

Allo scopo la strategia è stata testata sui cicli di riferimento europei precedentemente introdotti per valori di  $u$  compresi tra 0.1 e 0.5, dove quest’ultimo valore rappresenta il limite che consente di non eccedere la potenza massima del motore elettrico: i risultati grafici e numerici ottenuti dalle simulazioni sono riportati in appendice C.4.

La comparazione dei risultati ottenuti dalle simulazioni è stata effettuata sui seguenti diagrammi: il primo, illustrato in figura 6.8, rappresenta l’efficienza di conversione in funzione del rapporto  $u$ ; il secondo, illustrato in figura 6.9, rappresenta invece il consumo energetico specifico complessivo anch’esso in funzione del rapporto  $u$  mentre il terzo ed il quarto diagramma, illustrati in figura 6.10 e 6.11, rappresentano l’evoluzione temporale del

rendimento complessivo del veicolo nel caso di ciclo urbano ed extraurbano, parametrizzato per tre diversi valori di  $u$ .

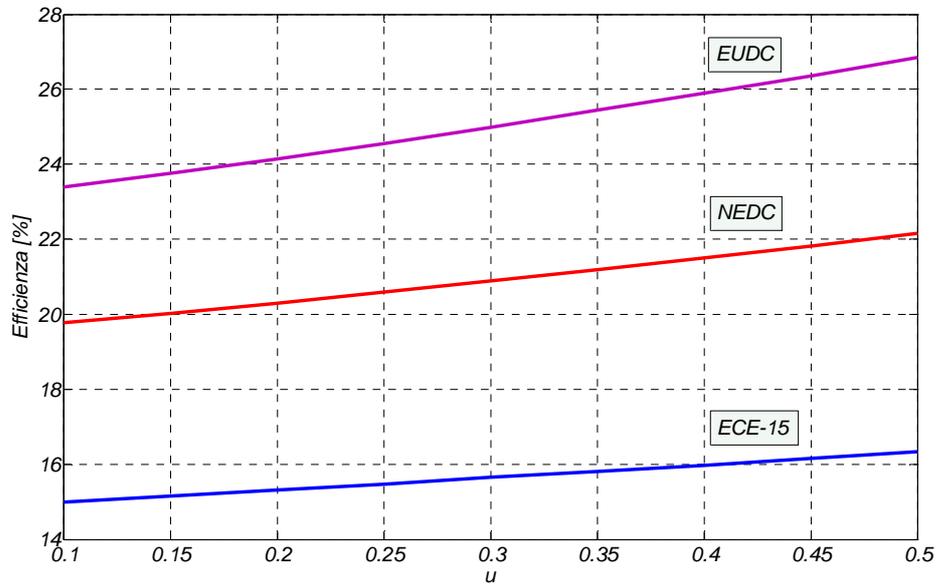


Fig. 6.8 Efficienza complessiva del veicolo in funzione del rapporto  $u$ .

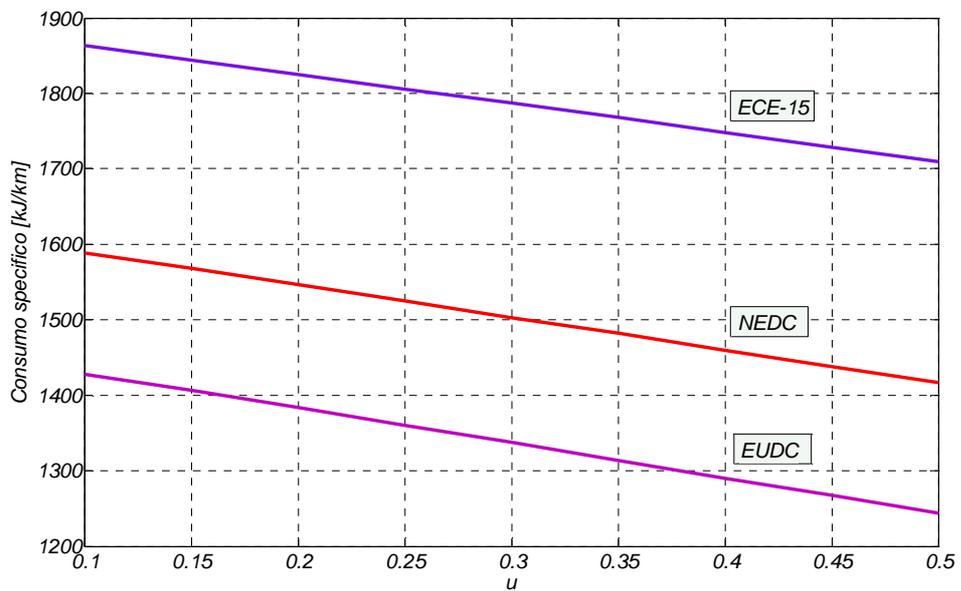


Fig. 6.9 Consumo energetico specifico del veicolo in funzione del rapporto  $u$ .

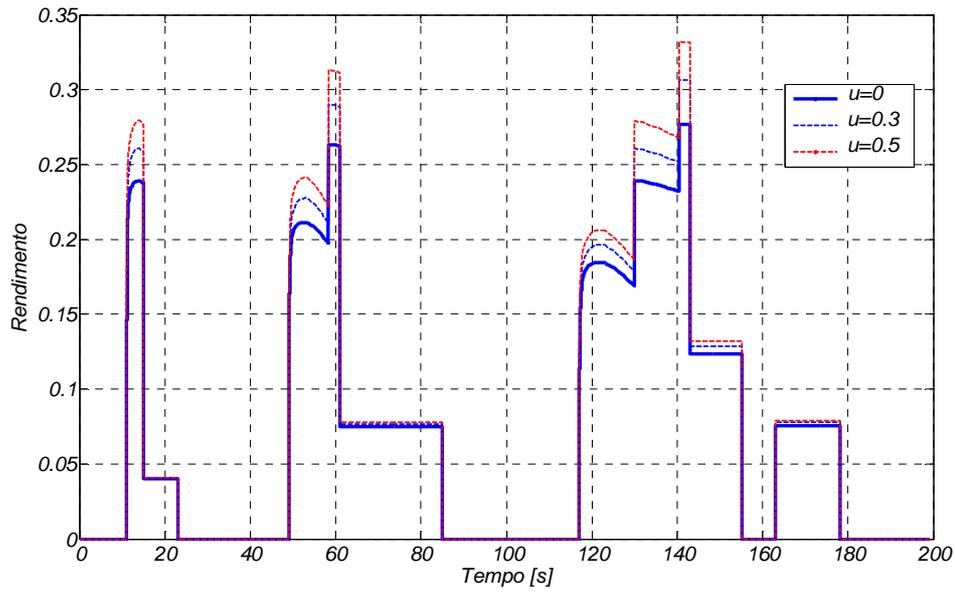


Fig. 6.10 Rendimento del veicolo parametrizzato in  $u$ , ciclo ECE-15.

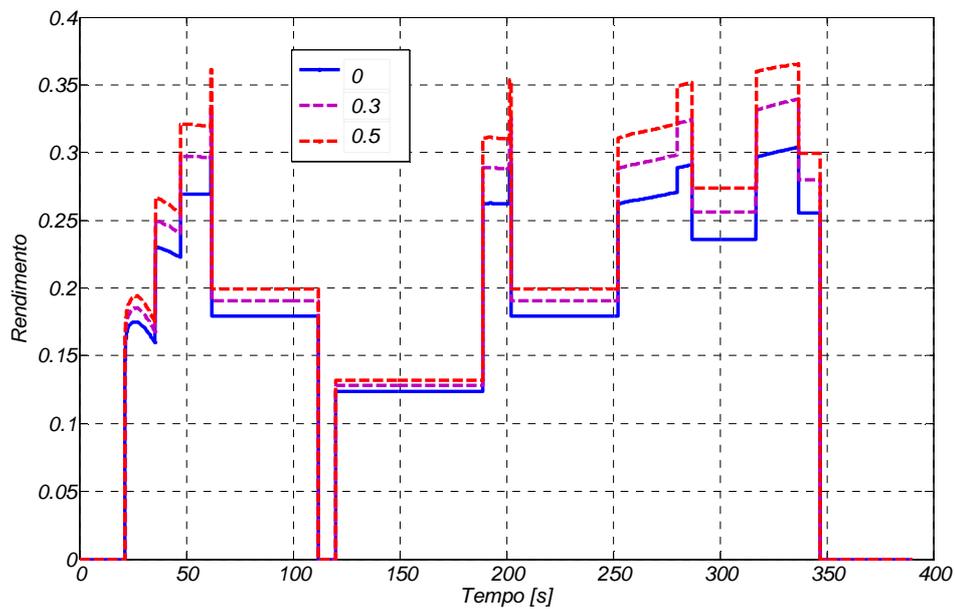


Fig. 6.11 Rendimento del veicolo parametrizzato in  $u$ , ciclo EUDC.

I grafici 6.8 e 6.9 mostrano che, per valori crescenti del rapporto  $u$ , complessivamente il consumo specifico del veicolo diminuisce (in modo quasi lineare) e migliora l'efficienza globale in tutti i cicli considerati.

I grafici 6.10 e 6.11 invece mostrano che il rendimento del veicolo aumenta in tutte le zone di funzionamento in misura maggiore per valori crescenti del rapporto  $u$ ; è altresì evidente tuttavia che i benefici maggiori, soprattutto nel caso di ciclo urbano, si ottengono per valori più elevati della potenza mentre, quando questa assume valori più piccoli, l'aumento del rendimento è più contenuto: in definitiva quindi, i risultati ottenuti mostrano che la strategia considerata apporta maggiori benefici soprattutto nelle fasi in cui il veicolo è in fase di accelerazione, dimostrandosi invece poco influente altrove, inoltre, poiché con valori crescenti di  $u$  si ottengono maggiori miglioramenti, il valore ottimale di  $u$  durante la fase di propulsione è rappresentato dal valore massimo ammissibile, cioè 0.5.

#### **6.2.4 Controllo del motore termico.**

I grafici riportati in appendice C.2 mostrano che le zone di funzionamento in cui il motore termico è caratterizzato da un rendimento inferiore sono le zone a potenza costante, quando cioè l'accelerazione del veicolo è nulla. E' evidente inoltre che il rendimento in queste condizioni di funzionamento è tanto più basso quanto più basso è il valore della potenza che il motore deve sviluppare.

Per incrementare quindi il rendimento globale del veicolo nelle zone a potenza costante, è necessario incrementare il rendimento del motore termico spostando il suo punto di funzionamento verso punti ad efficienza maggiore e ciò si può ottenere forzando il motore ad erogare una potenza superiore a quella necessaria alla propulsione.

La strategia di funzionamento che viene considerata dunque si basa su questo principio: se la potenza necessaria alla propulsione  $P_T(t)$  è costante, allora il motore termico provvede a sviluppare tale potenza aumenta di una quantità  $P_{add}$ , altrimenti la potenza da esso prodotta resta pari a  $P_T(t)$ .

Lo scopo di questa strategia consiste nel mettere in evidenza l'influenza che esercita l'aumento di potenza nelle zone a potenza costante sul rendimento del motore termico e sull'efficienza globale del veicolo, pertanto, anche in questo caso, non viene contabilizzato alcun recupero energetico ed il motore elettrico resta inutilizzato.

La strategia dunque può essere sintetizzata tramite il diagramma di flusso rappresentato in figura 6.12.

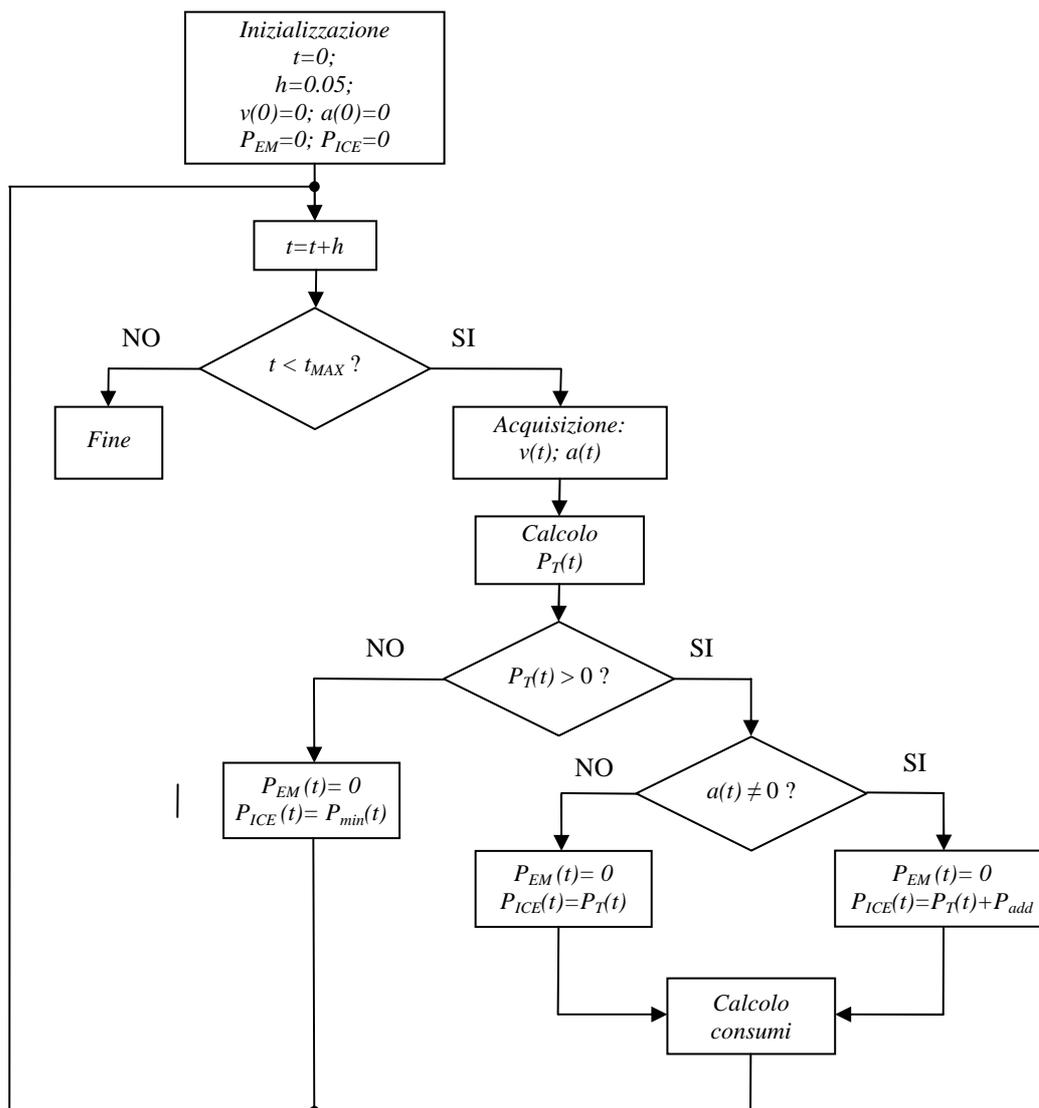


Fig. 6.12 Diagramma di flusso della strategia.

Analogamente al caso precedente le simulazioni sono state effettuate per i tre cicli di guida europei considerati, ed i conseguenti risultati grafici sono riportati in appendice C.5.

La comparazione dei risultati ottenuti dalle simulazioni è stata effettuata sui seguenti diagrammi: il primo, illustrato in figura 6.13, rappresenta il rendimento del motore termico con tre diversi valori di  $P_{add}$  nel caso di ciclo *ECE-15* mentre il secondo diagramma, illustrato in figura 6.14, rappresenta il rendimento del motore termico con tre diversi valori di  $P_{add}$  nel caso di ciclo *EUDC*.

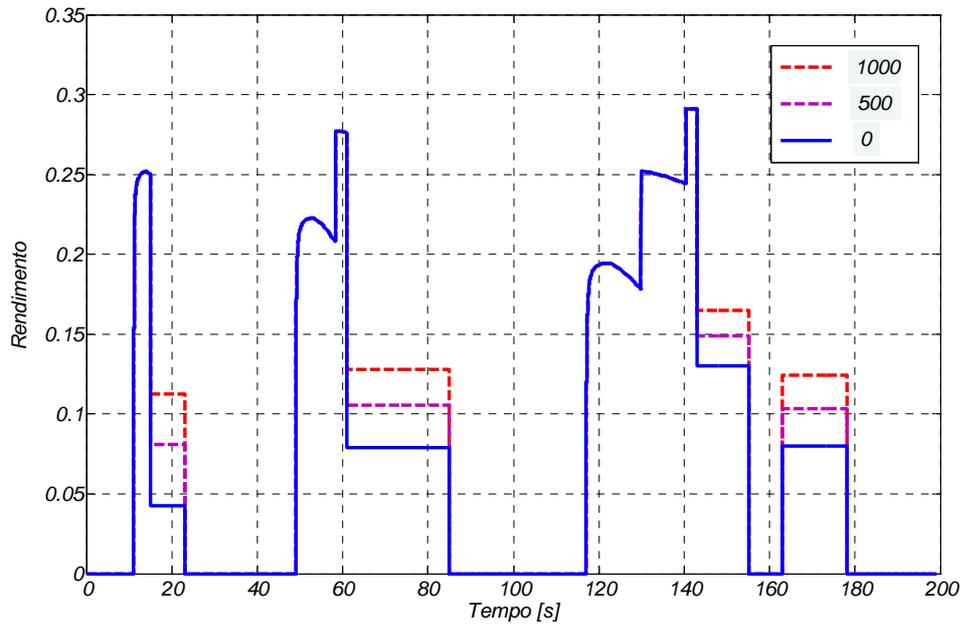


Fig. 6.13 Rendimento del motore termico nel ciclo *ECE-15*.

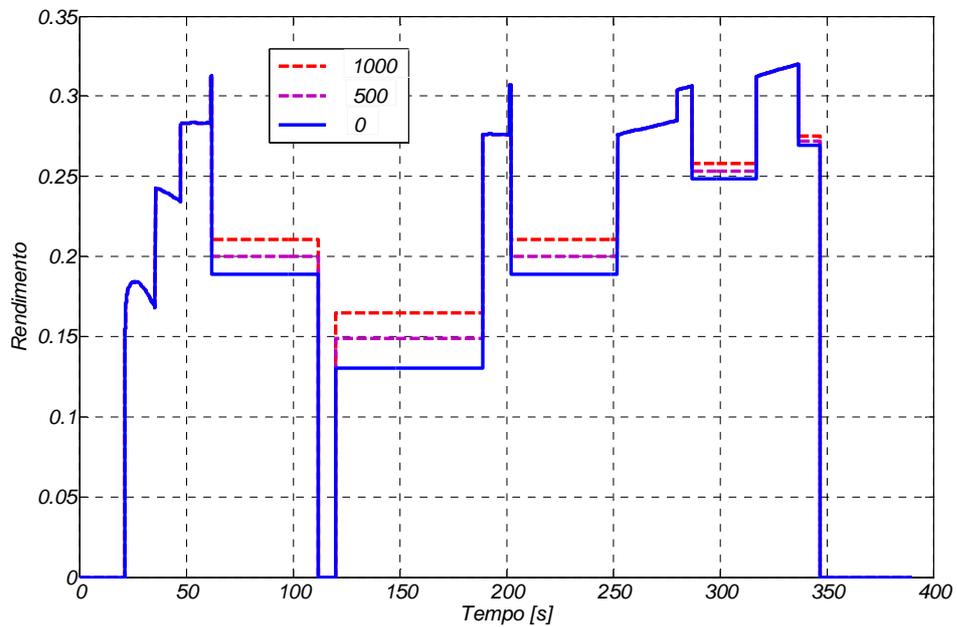


Fig. 6.14 Rendimento del motore termico nel ciclo *EUDC*.

I grafici 6.13 e 6.14 mostrano che il rendimento del motore termico aumenta sensibilmente nelle zone a potenza costante e tale aumento è tanto più marcato quanto più grande è la potenza aggiuntiva e quanto più piccola è la potenza che il motore sta sviluppando.

L'aumento del rendimento del motore termico tuttavia non è sempre accompagnato ad un aumento del rendimento complessivo del veicolo poiché la potenza addizionale comporta un aumento dei consumi che inevitabilmente inficiano l'efficienza complessiva.

### 6.2.5 Frenata rigenerativa.

Durante le fasi di frenata l'energia cinetica del veicolo può essere in parte recuperata e trasferita alle batterie tramite il generatore e ciò permette un miglioramento dell'efficienza energetica complessiva del veicolo anche durante le fasi in cui esso decelera.

Per valutare l'influenza del recupero energetico sulle prestazioni del veicolo, è stato utilizzato il motore termico come unico responsabile della propulsione e la macchina elettrica come generatore per trasferire alle batterie una parte dell'energia cinetica del veicolo che, altrimenti, sarebbe dissipata dall'impianto frenate. La strategia implementata è strutturata sulla base del diagramma di flusso illustrato in figura 6.15

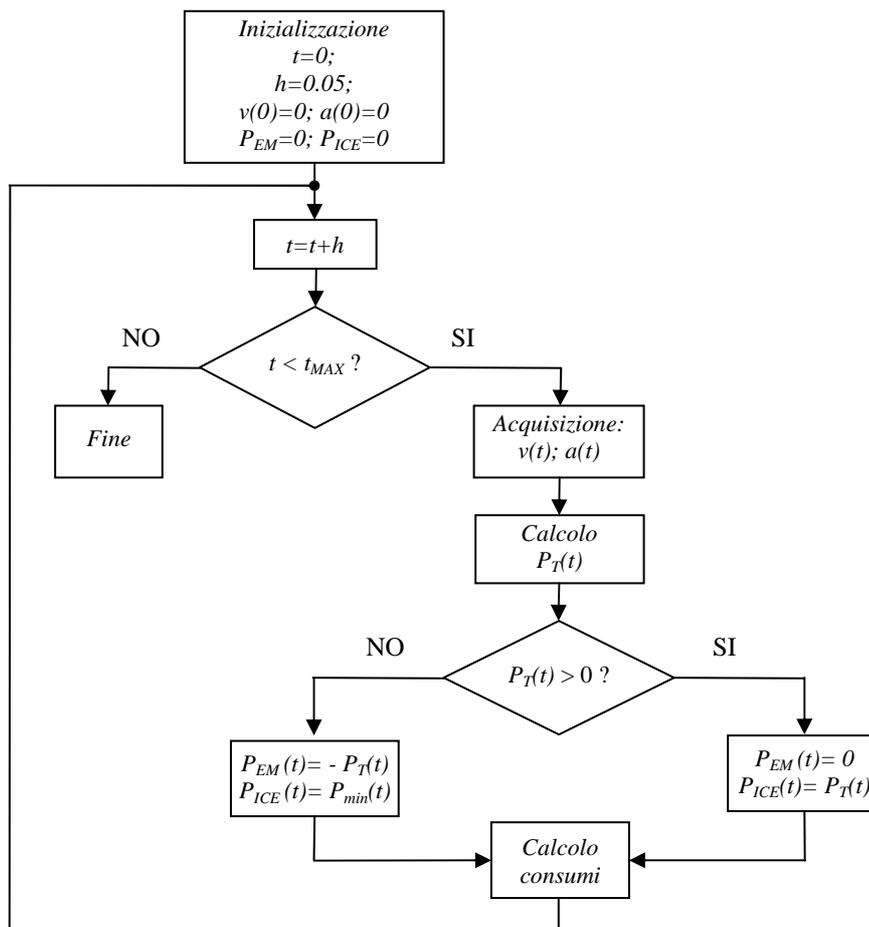


Fig. 6.15 Diagramma di flusso della strategia.

Analogamente ai casi precedenti le simulazioni sono state effettuate per i tre cicli di guida europei considerati ed i relativi risultati grafici e numerici sono riportati per esteso in appendice C.6, e sono sinteticamente descritti dalla tabella 6.3.

Tabella 6.3 Prestazioni energetiche durante la frenata rigenerativa.

	ECE-15	EUDC	NEDC
$l_u$ [km/l]	14.23	18.71	16.75
$\bar{\eta}_{ICE}$ [%]	14.37	21.21	17.33
$\bar{\eta}_{EM}$ [%]	0	0	0
$\bar{\eta}_{EG}$ [%]	91.54	89.65	91
$E_{DC}$ [J]	$2.807 \cdot 10^5$	$2.309 \cdot 10^6$	$3.435 \cdot 10^6$
$E_G$ [J]	$1.909 \cdot 10^6$	$1.017 \cdot 10^7$	$1.783 \cdot 10^7$
$E_B$ [J]	0	0	0
$E_{RB}$ [J]	$-9.576 \cdot 10^4$	$-3.642 \cdot 10^5$	$-7.472 \cdot 10^5$
$\xi_G$ [%]	15.49	23.55	20.11
$C_u$ [kJ/km]	1804	1418	1561

La comparazione dei risultati ottenuti dalle simulazioni è stata effettuata sui diagrammi rappresentati in figura 6.16 e 6.17: il primo rappresenta il rendimento globale del veicolo nel caso di ciclo ECE-15 mentre il secondo è riferito al ciclo EUDC.

Tali diagrammi mostrano che, durante la fase di propulsione, come è lecito attendersi, il rendimento complessivo del veicolo resta invariato mentre, nelle fasi di frenata, assume valori positivi che testimoniano il trasferimento di energia alle batterie: ciò contribuisce a rendere maggiore l'efficienza energetica complessiva rispetto alla modalità termica.

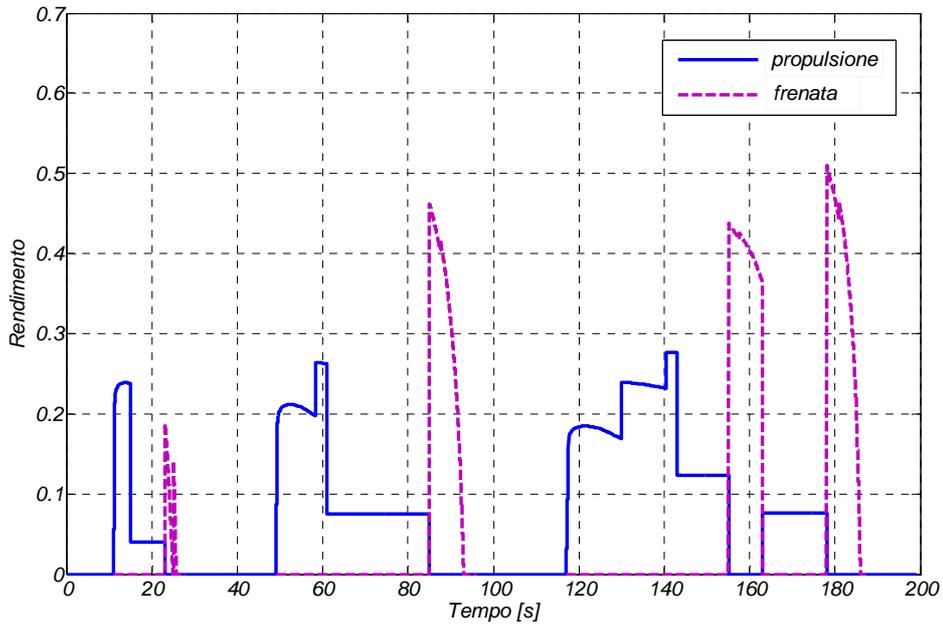


Fig. 6.16 Rendimento globale nel ciclo ECE-15.

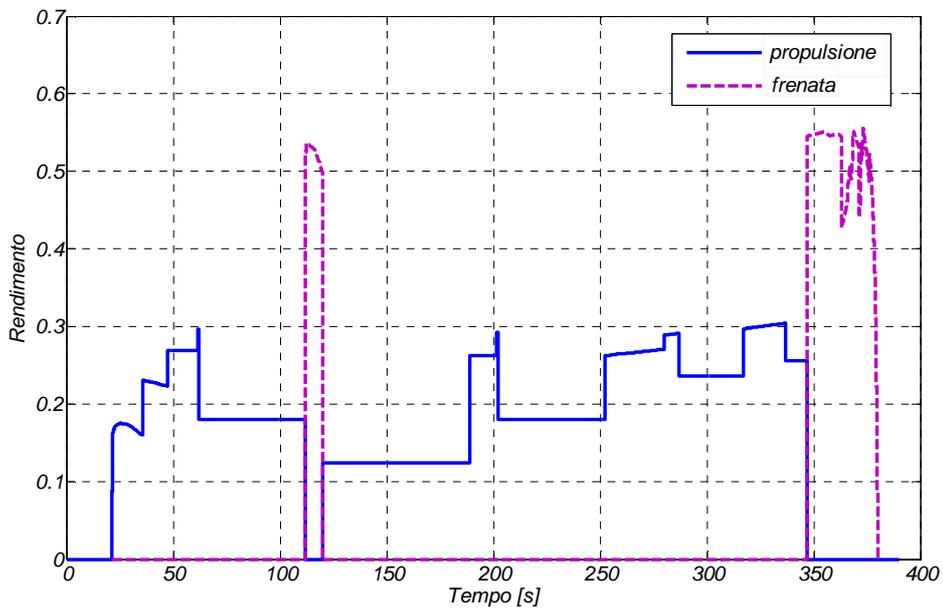


Fig. 6.17 Rendimento globale nel ciclo EUDC.

**6.2.6 Carica delle batterie.**

Al paragrafo 6.2.4 i risultati ottenuti dalle simulazioni hanno mostrato che, forzando il motore termico ad erogare una potenza superiore a quella necessaria per la propulsione, nei tratti in cui il veicolo si muove a velocità costante, si ottiene un significativo aumento del rendimento del motore termico. Il surplus di potenza generata può quindi essere utilizzata per caricare le batterie utilizzando la macchina elettrica nella modalità di generatore: complessivamente questa modalità di funzionamento può essere descritta mediante il diagramma di flusso rappresentato in figura 6.18.

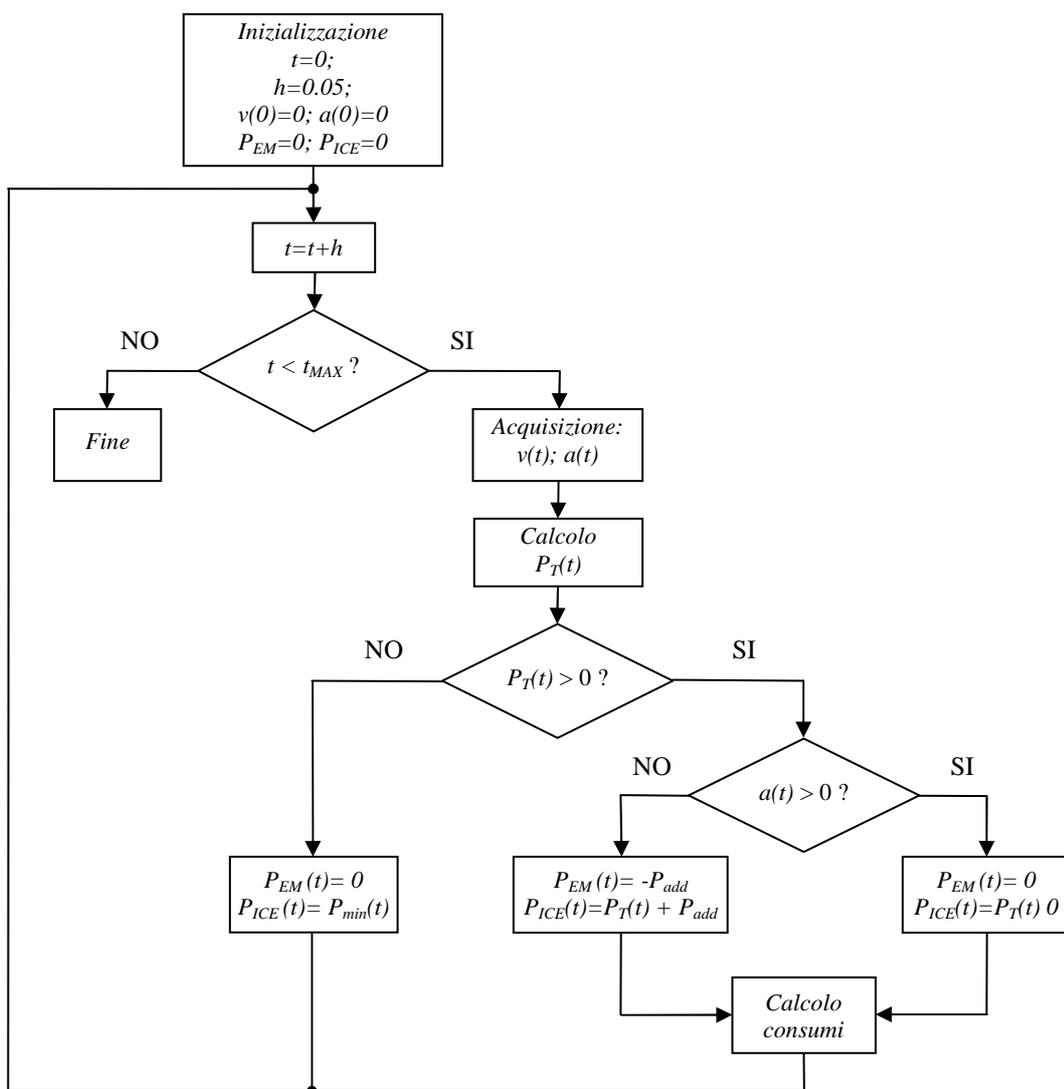


Fig. 6.18 Diagramma di flusso della strategia.

La potenza addizionale sviluppata dal motore termico può assumere valori diversi a seconda dello stato energetico delle batterie, nello sviluppo che segue tuttavia, per verificare

la variazione dello stato di carica, è stato considerato il funzionamento descritto al paragrafo 6.2.5 senza recupero energetico durante le fasi di frenata. Le evoluzioni temporali delle varie grandezze sono riportate in appendice C.7.

In figura 6.19 viene riportato l'esempio condotto su ciclo *NEDC* nel caso in cui il motore termico sviluppi una potenza aggiuntiva di 3kW: i primo grafico rappresenta la potenza sviluppata dal generatore mentre il secondo rappresenta lo stato di carica delle batterie che, in assenza di assorbimento da parte del motore elettrico, è destinato a crescere per tutta la durata del ciclo.

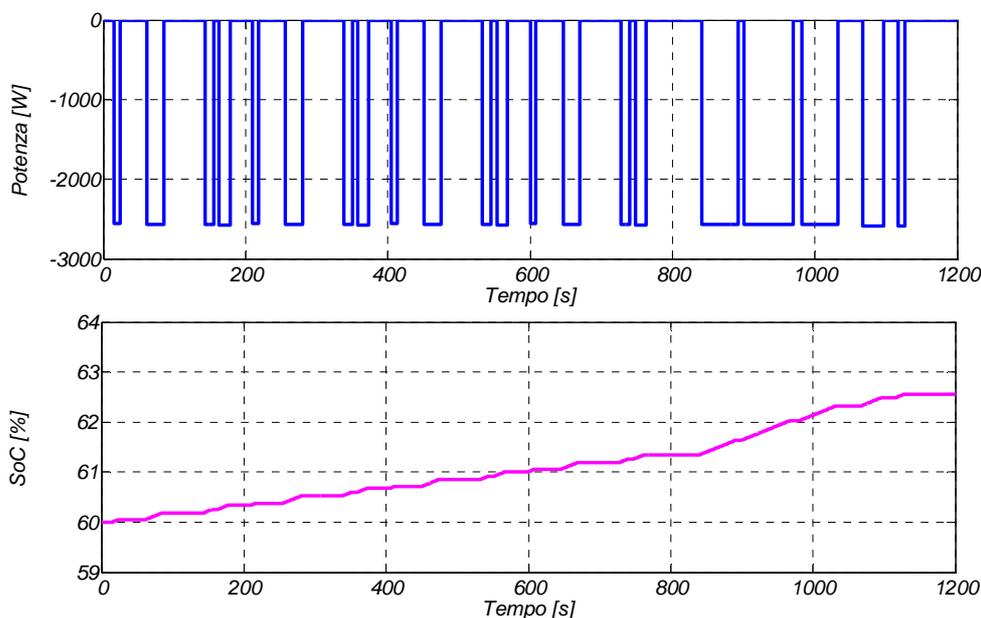


Fig. 6.19 Potenza del generatore e stato di carica nel ciclo *NEDC*.

### **6.2.7 Strategia completa.**

I casi precedentemente esaminati, e le osservazioni a cui hanno condotto, permettono di individuare le regole generali per la formulazione di una strategia di gestione energetica in grado di ridurre il consumo energetico complessivo del veicolo per un prefissato ciclo di guida.

In particolare:

- l'analisi condotta al paragrafo 6.2.3 ha messo in luce che, durante la fase di accelerazione, il rendimento complessivo per un dato valore del rapporto  $u$  è sempre maggiore del rendimento stesso ottenuto con un valore di  $u$  inferiore: ciò rende

conveniente, durante le fasi di accelerazione, far funzionare il motore elettrico come ausilio la motore termico con il valore di  $u$  massimo ammissibile, cioè pari a 0.5;

- durante le fasi a potenza costante i diagrammi 6.13 e 6.14 mostrano che lo spostamento del punto di funzionamento del motore termico verso potenze più elevate garantisce un rendimento medio superiore del motore stesso, che non sempre però si accompagna ad un miglioramento dell'efficienza globale. La disponibilità di ulteriore potenza tuttavia garantisce la carica delle batterie e la successiva possibilità di utilizzare nuovamente il motore elettrico. I grafici 6.13 e 6.14 inoltre mostrano che l'aumento di rendimento del motore termico è maggiore quando la potenza da esso sviluppata è minore e ciò induce a considerare una potenza addizionale non costante ma tale da portare il motore termico a funzionare alla stessa potenza costante nelle varie fasi del ciclo:
- la frenata rigenerativa, assieme alla modalità di funzionamento precedente, mantiene lo stato di carica delle batterie al di sopra della soglia minima, assunta pari a 0.3

In virtù di ciò In definitiva la strategia di gestione del veicolo in forma completa può essere formulata come segue: se la potenza necessaria per la propulsione cresce ed è positiva, il veicolo funziona in modalità ibrida e la ripartizione di potenza tra i due motori è effettuata con  $u=0.5$ ; se la potenza è costante il motore termico sviluppa una potenza superiore e la potenza addizionale permette al generatore di caricare le batterie; quando infine la potenza è negativa, la frenata rigenerativa recupera una quota dell'energia cinetica del veicolo trasferendola alle batterie.

La potenza addizionale che il motore termico deve sviluppare nel funzionamento a potenza costante viene determinata in modo tale che il valore dello stato di carica delle batterie alla fine del ciclo sia uguale al valore assunto all'inizio del ciclo poiché questa soluzione garantisce che il veicolo sia sempre in grado di ripetere il ciclo di guida considerato. La potenza addizionale inoltre, nel caso di ciclo *ECE-15* ed *EUDC* è una potenza che, nel modello implementato, è maggiore quando è minore la potenza necessaria per la propulsione.

Complessivamente pertanto la strategia di controllo può essere descritta mediante il diagramma di flusso rappresentato in figura 6.20.

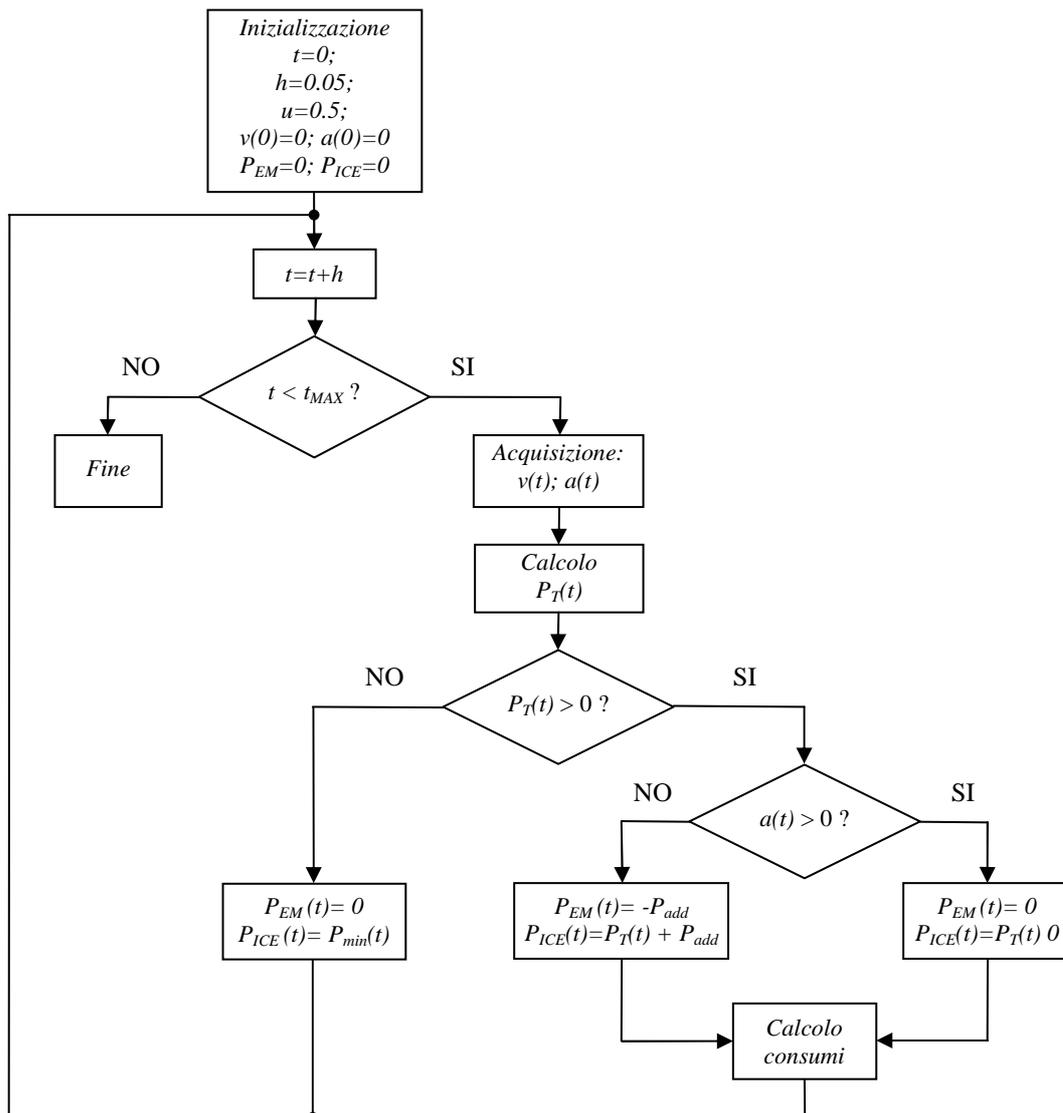


Fig. 6.20 Diagramma di flusso della strategia.

In appendice C.8 sono riportate le evoluzioni temporali delle grandezze ottenute con la strategia di controllo appena descritta mentre le prestazioni complessive del veicolo sono illustrate in tabella 6.4

Tabella 6.4 Prestazioni energetiche complessive.

	ECE-15	EUDC	NEDC
$l_u$ [km/l]	16.24	20.20	18.69
$\bar{\eta}_{ICE}$ [%]	14.29	22.64	18.27
$\bar{\eta}_{EM}$ [%]	81.46	86.96	83.64
$\bar{\eta}_{EG}$ [%]	92.03	84.06	83.24
$E_{DC}$ [J]	$2.807 \cdot 10^5$	$2.309 \cdot 10^6$	$3.435 \cdot 10^6$
$E_G$ [J]	$1.732 \cdot 10^6$	$9.924 \cdot 10^6$	$1.693 \cdot 10^7$
$E_B$ [J]	$1.045 \cdot 10^5$	$6.442 \cdot 10^5$	$1.081 \cdot 10^6$
$E_{RB}$ [J]	$-1.121 \cdot 10^5$	$-7.360 \cdot 10^5$	$-1.180 \cdot 10^6$
$\xi_G$ [%]	17.27	24.49	21.42
$C_u$ [kJ/km]	1617	1322	1437

### **6.2.8 Comparazione finale.**

Per avere un riscontro diretto dei risultati ottenuti, è possibile mettere a confronto i dati ottenuti dalle simulazioni, relativamente alla strategia di controllo implementata, con i dati ottenuti dal funzionamento in modalità termica del veicolo: ciò che si ottiene è rappresentato negli istogrammi rappresentati nelle figure 6.21, 6.22, 6.23 e 6.24.

Le barre in azzurro denotano le grandezze nella modalità termica mentre quelle in rosa denotano le stesse grandezze dopo l'implementazione della strategia di controllo: è evidente che i miglioramenti raggiunti in termini di consumi energetici globali, rendono il funzionamento del veicolo più efficiente rispetto a quello puramente termico, a conferma della validità della strategia adottata.

Nonostante ciò comunque, è doveroso precisare che la strategia utilizzata non rappresenta una soluzione di ottimo e può sicuramente essere ulteriormente affinata per conseguire benefici ancora maggiori.

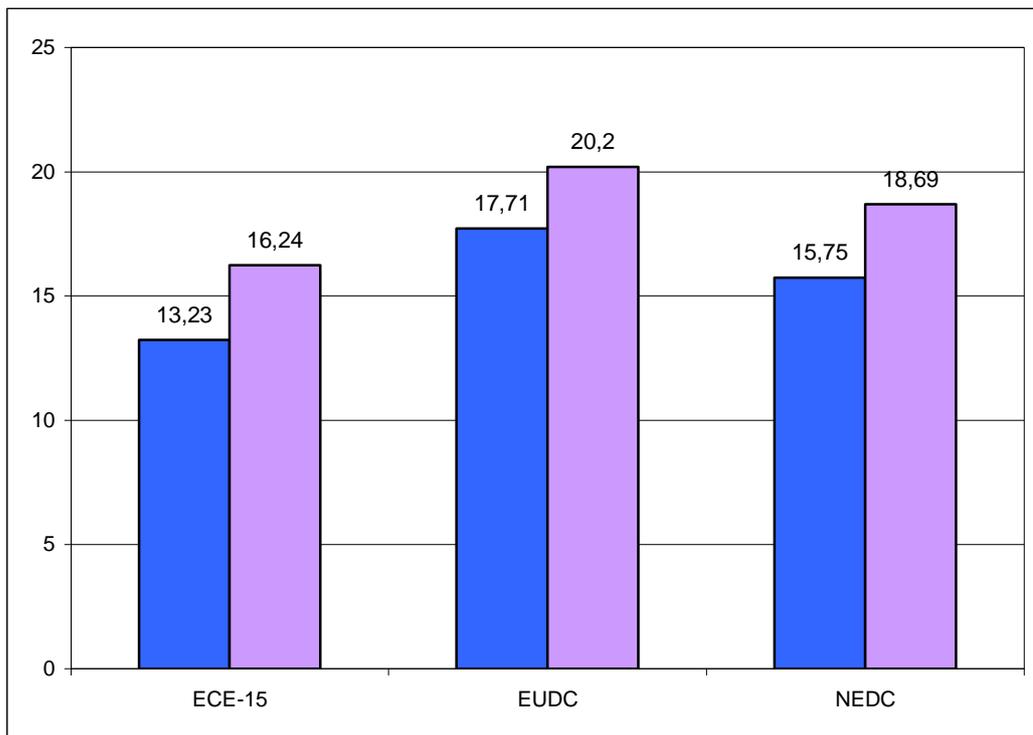


Fig. 6.21 Percorrenza media unitaria del veicolo.

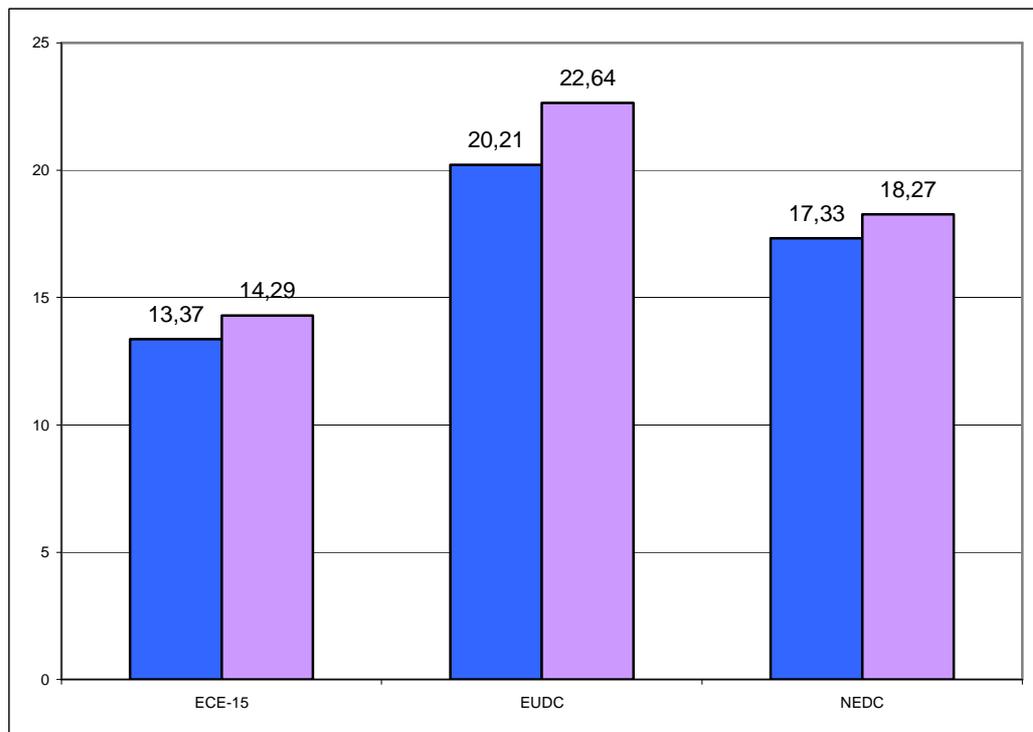


Fig. 6.22 Rendimento medio del motore termico.

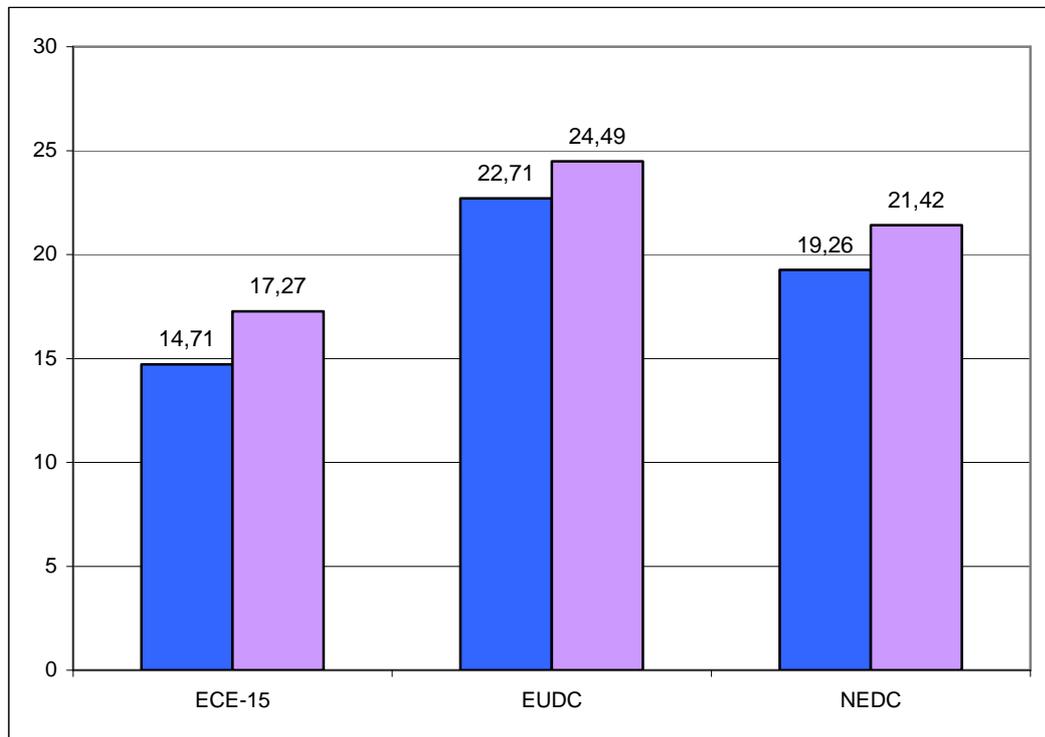


Fig. 6.23 Efficienza media del veicolo.

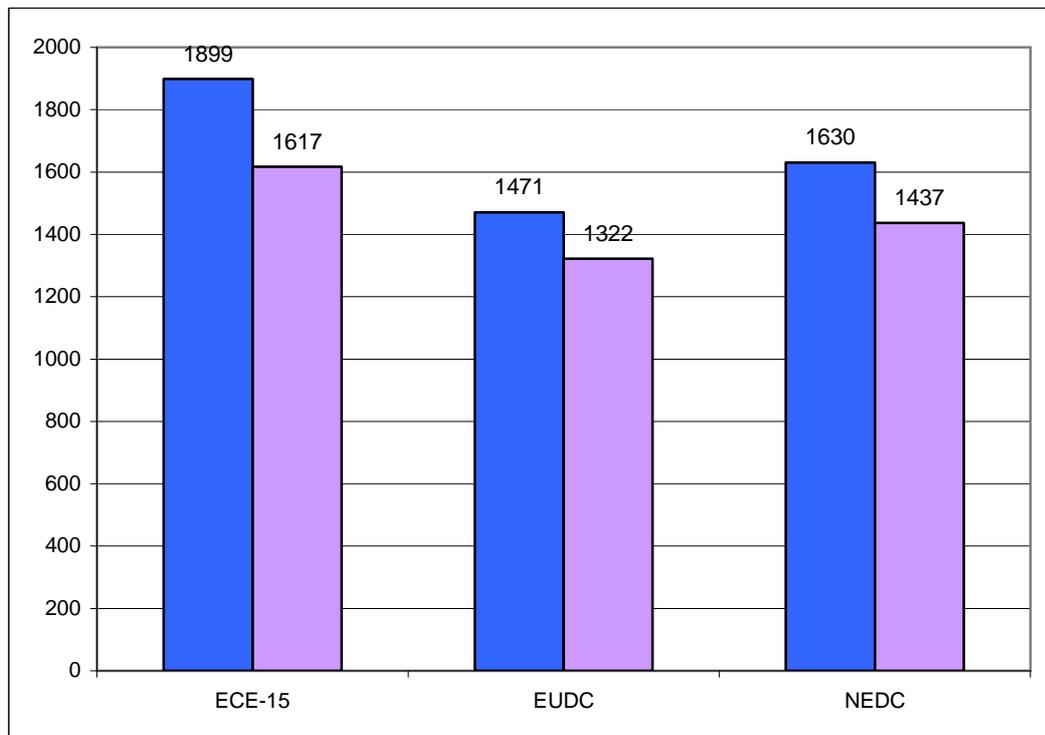


Fig. 6.24 Consumo energetico specifico del veicolo.



# 7

---

## *Il progetto E-Snake*

### **7.1 Introduzione.**

#### **7.1.1 Presentazione del progetto.**

Il progetto *E-Snake* nasce come risultato della stretta collaborazione tra il Dipartimento di Ingegneria Elettrica ed il Dipartimento di Ingegneria Meccanica dell'università di Padova.

Si tratta di un veicolo di nuova concezione dotato di tre ruote e avantreno rollante supportato da un efficiente sistema di trazione elettrica in grado di assicurare un'elevata autonomia. Il progetto è stato sviluppato attorno ad un telaio ideato e sviluppato presso il *Motorcycle Dynamics Research Group* (diretto dal professore V. Cossalter)

*E-Snake* si propone come valida alternativa ai mezzi di trasporto tradizionali svincolando l'utente dalla pressante dipendenza dai combustibili fossili che attualmente costituiscono i maggiori responsabili dei problemi ambientali legati all'inquinamento. *E-Snake* inoltre, grazie alla sua innovativa configurazione meccanica, rappresenta il mezzo ideale per coloro che vantano poca confidenza con il traffico cittadino e con la guida dei tradizionali mezzi a due ruote.

### 7.1.2 Caratteristiche meccaniche.

Da punto di vista ciclistico *E-Snake* è dotato di due ruote al retrotreno ed una all'avantreno, le due ruote posteriori sono in posizione fissa ed ortogonale al piano stradale mentre la ruota anteriore è fissata ad un piantone provvisto di forcella e, come nei motocicli tradizionali, imprime la direzione al veicolo. La struttura del telaio è schematicamente illustrata in figura 7.1.

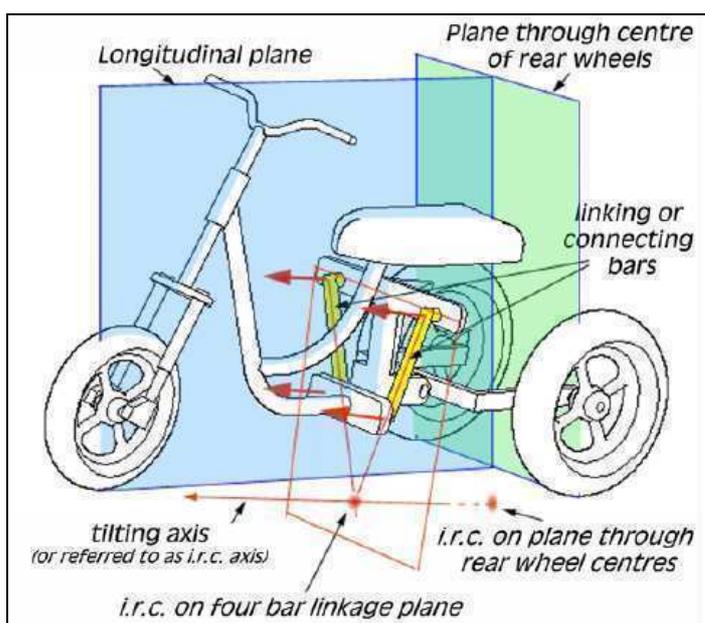


Fig. 7.1 Struttura ciclistica di *E-Snake*.

Caratteristica peculiare che rende *E-Snake* particolarmente interessante dal punto di vista ciclistico, è il caratteristico collegamento a quadrilatero articolato tra avantreno e retrotreno che, nella sua prima versione, era costituito da due bilancieri indipendenti e che, solo successivamente, è stato integrato con successo nel telaio.

Tale collegamento permette all'avantreno un movimento di rollio, rispetto al retrotreno, attorno ad un *centro di istantanea rotazione*: la posizione di quest'ultimo influenza notevolmente le doti ciclistiche del veicolo ed è individuata dalle quattro coppie rotoidali, rappresentate in figura 7.2, che permettono il moto del quadrilatero.

L'utilizzo di un quadrilatero articolato rispetto ad una coppia rotoidale comporta il notevole vantaggio per cui, variando la lunghezza dei bilancieri del quadrilatero, si sposta la posizione del centro di istantanea rotazione, ed è possibile regolare l'assetto del veicolo esaltandone la stabilità o la manovrabilità, a seconda delle esigenze.

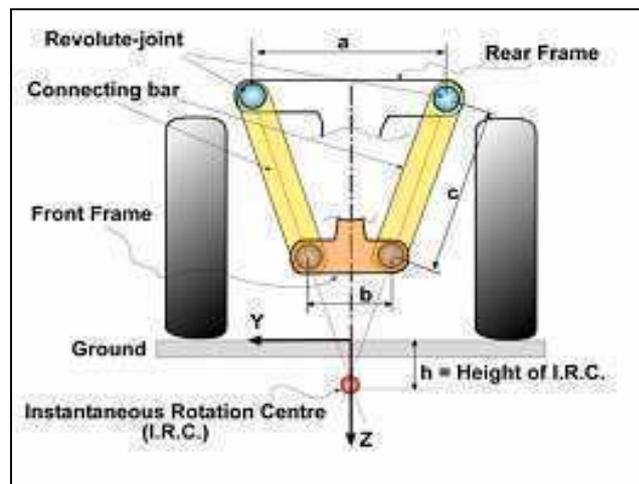


Fig. 7.2 Prospetto del retrotreno di E-Snake.

La figura 7.3 descrive graficamente le varie possibilità di regolazione: è evidente infatti che, tanto maggiore è la lunghezza dei bilancieri, tanto più il centro di istantanea rotazione si sposta verso il basso comportando un aumento della stabilità del veicolo ma, allo stesso tempo, una diminuzione della manovrabilità. Viceversa, tanto più il centro di istantanea rotazione si sposta verso l'alto, tanto più aumenta la manovrabilità a discapito della stabilità.

Una buona soluzione di compromesso, adottata anche nel prototipo realizzato, consiste nel posizionare il centro di istantanea rotazione alla stessa altezza del piano stradale.

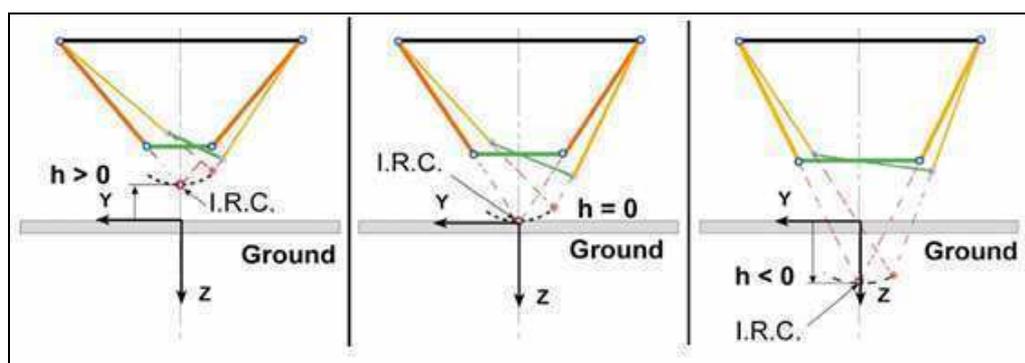


Fig. 7.3 Possibili configurazioni per il quadrilatero articolato.

Il prototipo realizzato è schematicamente rappresentato in figura 7.4 mentre in figura 7.5 e 7.6, vengono riportate le quote di ingombro e le coordinate che individuano il centro di massa del veicolo.



Fig. 7.4 Prospetto grafico del prototipo realizzato.

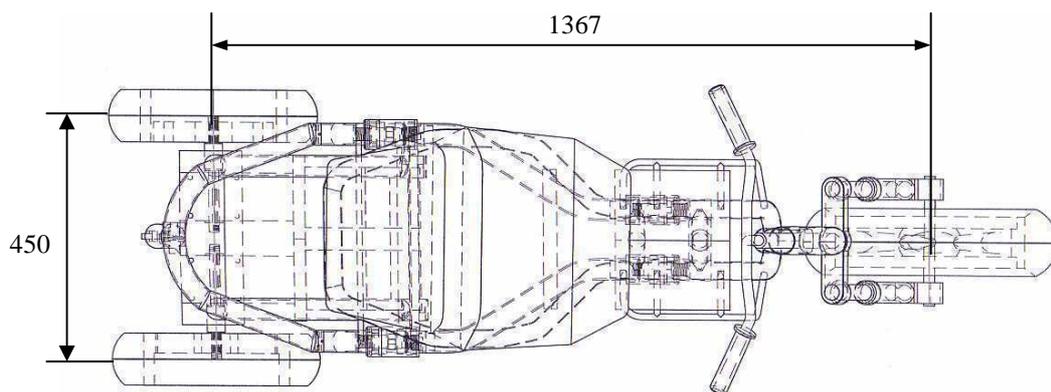


Fig. 7.5 Quote di ingombro..

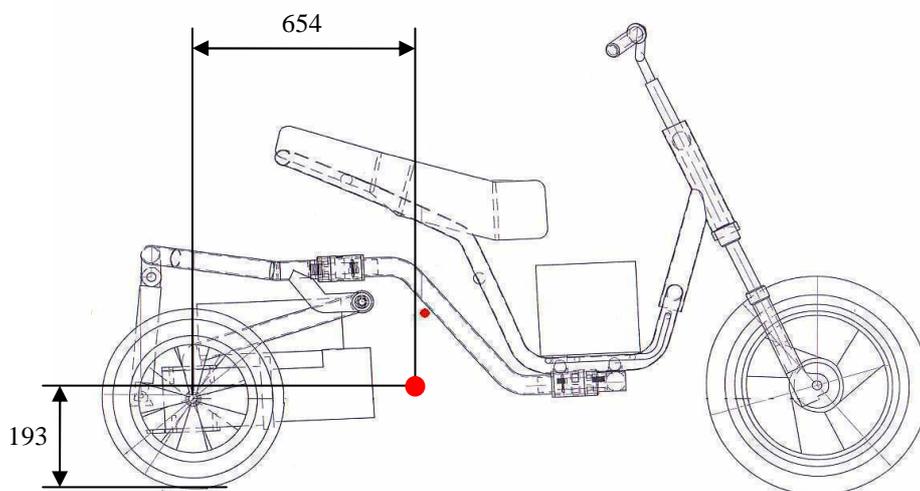


Fig. 7.6 Posizione del centro di massa.

### 7.1.3 Caratteristiche elettriche.

*E-Snake* è dotato di un sistema di propulsione costituito essenzialmente da tre sottosistemi: un sistema di trazione ed uno di alimentazione, connessi per mezzo di un bus di tensione in continua, ed un sistema di controllo a microprocessore. I primi due sottosistemi sono sinteticamente rappresentati in figura 7.7.

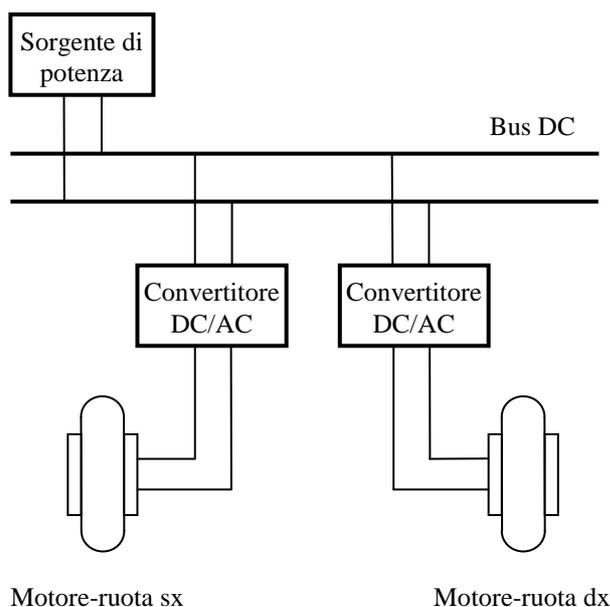


Fig. 7.7 Architettura elettrica di *E-Snake*.

Il sottosistema di trazione è rappresentato da due azionamenti elettrici, ognuno dei quali è costituito da un motore sincroni a magneti permanenti (integrati direttamente nelle ruote del veicolo e comunemente chiamati *motori-ruota*), e da un inverter trifase alloggiato nel retrotreno. I motori-ruota, rappresentati in figura 7.8, sono provvisti di un rotore, contenente i magneti permanenti e solidale al cerchione della ruota, e di uno statore posto internamente al rotore e solidale al mozzo; i motori sono stati fissati al telaio per mezzo di due supporti in metallo, rappresentati in figura 7.9, appositamente studiati e realizzati.

L'adozione di due motori-ruota rende la struttura del veicolo complessivamente molto più compatta poiché consente di eliminare tutti i tradizionali accoppiamenti meccanici presenti normalmente tra il motore e le ruote del mezzo.

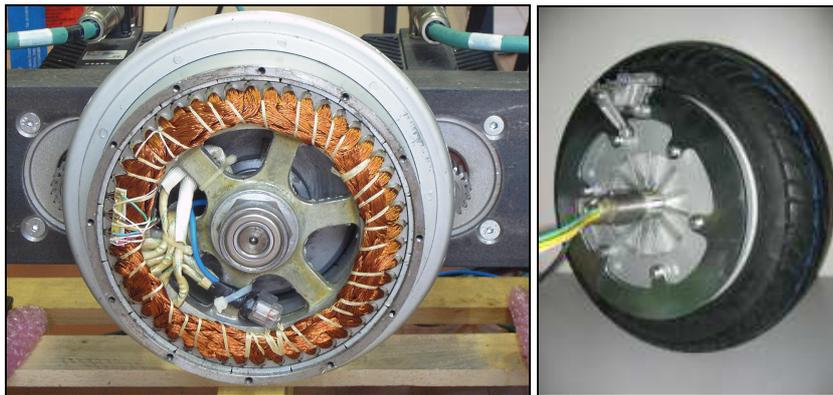


Fig. 7.8 Viste del motore-ruota.

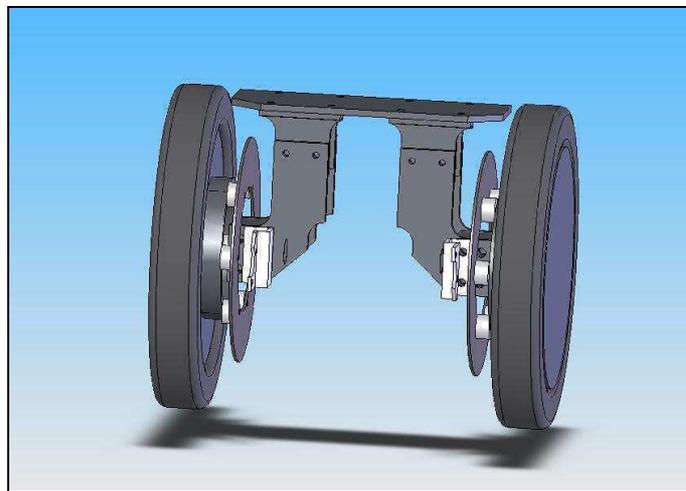


Fig. 7.9 Progetto CAD dei supporti dei due motori.

L'energia ai due motori è assicurata da due inverter trifase (rappresentati in figura 7.10) a MosFet in configurazione a ponte che lavorano ad una frequenza di 14KHz: la regolazione della coppia e della velocità dei motori avviene per mezzo di un microprocessore che riceve, tra i segnali in ingresso, anche il riferimento generato dal comando acceleratore.

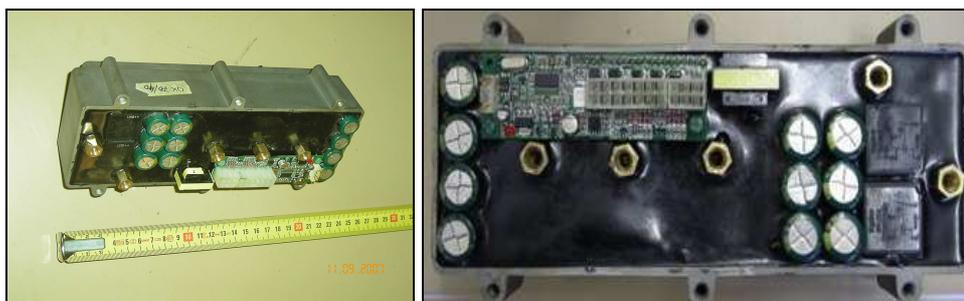


Fig. 7.10 Particolare dell'inverter.

Il sottosistema di alimentazione utilizza come sorgente di energia un pacco di batterie agli ioni di litio di capacità pari a 100Ah; batterie di questo tipo sono in grado di immagazzinare, a parità di volume o peso, un'energia circa tre volte superiore a quella immagazzinabile nelle tradizionali batterie al piombo: questa caratteristica, essenziale nello sviluppo dei veicoli elettrici, garantisce elevate autonomie di marcia con ingombri e pesi contenuti.

Un'altra caratteristica rilevante che contraddistingue il comportamento di queste batterie è rappresentata dalla loro capacità di erogare ed assorbire un'elevata corrente di spunto, capacità di cui si apprezza l'utilità soprattutto durante le fasi di accelerazione, per sviluppare le coppie motrici richieste, e durante le fasi di decelerazione, per garantire il recupero dell'energia cinetica del veicolo anche in caso di brusche frenate.

Il pacco di batterie di cui è dotato *E--Snake* è costituito da 13 celle da 3,7V alloggiato in parte nell'avantreno ed in parte in parte nel retrotreno. La corrente che tale sistema di accumulo può erogare è limitata elettronicamente a 45A, limite che può essere temporaneamente spostato a 100A azionando uno switch alloggiato nel pannello frontale.

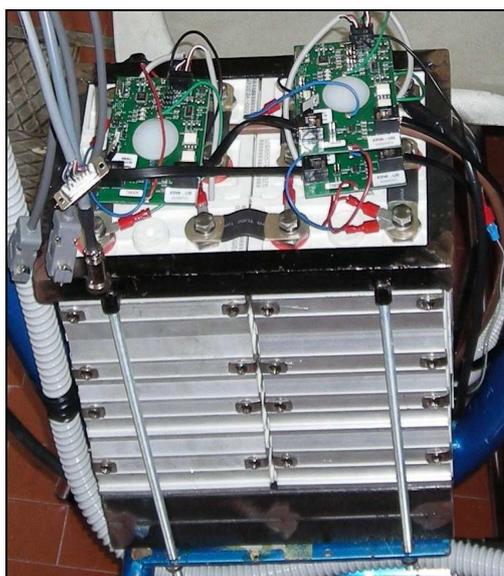


Fig. 7.11 Pacco di batterie anteriori.

Il sottosistema di controllo fa capo ad un'unità centrale, rappresentata in figura 7.12, collocata nel cruscotto: essa è preposta alla trasformazione dei comandi di guida in segnali di attuazione ed alla supervisione dell'intero sistema di propulsione. L'unità acquisisce in tempo reale, oltre ai segnali provenienti dai comandi del pilota, i segnali che descrivono le condizioni operative delle batterie (livello di carica, temperatura, etc) e quelli relativi agli azionamenti elettrici (corrente, velocità, etc).



Fig. 7.12 Unità a microprocessore e pannello della strumentazione frontale.

## 7.2 Analisi energetica.

### 7.2.1 Aspetti generali.

Lo sviluppo tecnico di *E-Snake* si è accompagnato ad una serie di valutazioni preliminari volte alla stime dei suoi consumi energetici e della sua autonomia, soprattutto alla luce della competizione che il mezzo avrebbe in seguito dovuto sostenere. Le analisi sono state condotte con riferimento al ciclo ECE-47 rappresentato in figura 7.13, il ciclo europeo di riferimento per l'omologazione euro-2 dei tradizionali ciclomotori.

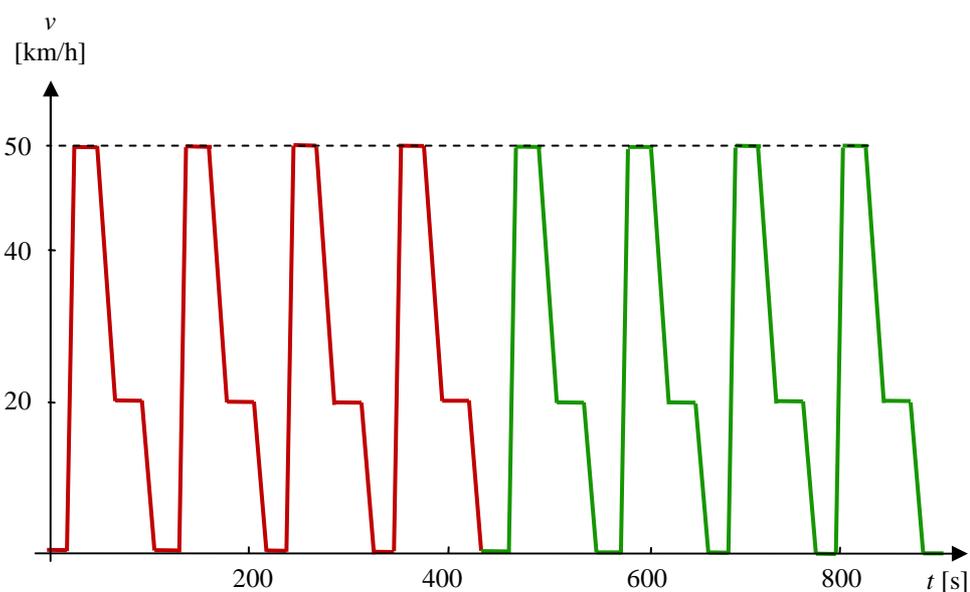


Fig. 7.13 Ciclo ECE-47.

Si considerano quindi i riferimenti rappresentati in figura 7.14:

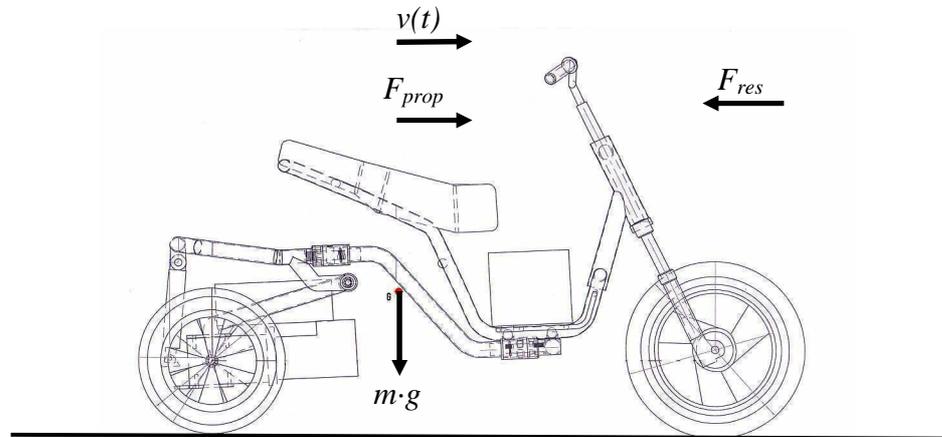


Fig. 7.14 Riferimenti per l'analisi energetica

Riprendendo quanto esposto al paragrafo 3.1.1, in accordo con la [3.1] e la [3.2], il moto longitudinale del veicolo è descritto dalla relazione [7.1]:

$$m_{rid} \frac{dv(t)}{dt} = R(t) \quad [7.1]$$

avendo posto  $m_{rid}$  la massa ridotta e  $R(t)$  la risultante delle forze che agisce sul mezzo: tale risultante rappresenta la somma algebrica della forza propulsiva esercitata dai due motori e la forza resistente  $F_{res}$  costituita dalla somma della forza di attrito di rotolamento  $F_{rot}$ , la forza di attrito aerodinamico  $F_{aero}$  ed una forza addizionale  $F_{add}$  costante dovuta all'attrito offerto dai cuscinetti delle ruote:

$$F_{res}(t) = F_{rot}(t) + F_{aero}(t) + F_{add} \quad [7.2]$$

La forza di attrito di rotolamento è dovuta all'attrito esercitato sul piano del moto dalle ruote e, posto  $f_v$  il coefficiente di attrito volvente, può essere espressa secondo la relazione [7.3]:

$$F_{rot}(t) = f_v(t) \cdot m \cdot g \quad [7.3]$$

con:

$$f_v(t) = 0.0085 + \frac{0.018}{p} + \frac{1.59 \cdot 10^{-6}}{p} \cdot v^2(t) \quad [7.4]$$

dove  $p$  indica la pressione di gonfiaggio delle ruote, assunta pari a 2bar, e la velocità è espressa in km/h.

La forza di attrito aerodinamico rappresenta la forza esercitata dall'aria contro il veicolo durante il moto ed esprimibile, in accordo con la [3.4] e con analogo significato dei simboli, mediante la relazione [7.5]:

$$F_{aero} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot C_d \cdot v^2(t) \cdot A_f \quad [7.5]$$

Nel seguito saranno assunti  $Cd = 0.7$ ,  $\rho = 1.21 \text{ kg/m}^3$  e  $A_f = 1 \text{ m}^2$  mentre il valore stimato per la forza addizionale  $F_{add}$  è pari a 8N.

Considerata dunque una generica fase del moto compresa tra un istante iniziale  $t_i$  ed uno finale  $t_f$  e posto  $V_i$  e  $V_f$  le velocità in corrispondenza di questi due istanti, in termini energetici il lavoro  $L_R$  compiuto dalla risultante  $R(t)$  durante il moto è pari alla variazione di energia cinetica del veicolo:

$$L_R = \frac{1}{2} \cdot m_{rid} \cdot V_f^2 - \frac{1}{2} \cdot m_{rid} \cdot V_i^2 \quad [7.6]$$

mentre il lavoro resistente compiuto dalla forza resistente  $F_{res}$  è pari a:

$$\begin{aligned} L_{res} &= \int_{t_i}^{t_f} F_{res}(t) \cdot v(t) dt = \int_{t_i}^{t_f} (F_{rot}(t) + F_{aero}(t) + F_{add}) \cdot v(t) dt \\ &= \int_{t_i}^{t_f} \left[ f_v(t) \cdot m \cdot g + \frac{1}{2} \cdot C_d \cdot \rho \cdot v^2(t) \cdot A_f + F_{add} \right] \cdot v(t) dt \end{aligned} \quad [7.7]$$

quindi il sistema di propulsione complessivamente deve compiere un lavoro pari a:

$$L_{prop} = L_R + L_{res} \quad [7.8]$$

### 7.2.2 Analisi del consumo energetico: percorso di 33 km.

Il calcolo del consumo energetico è finalizzato in questa sede alla valutazione dell'autonomia del veicolo, alla luce della competizione su un percorso di lunghezza pari a 33 km prevista dalla formula ATA. Il calcolo viene condotto con riferimento ad uno solo dei periodi del ciclo ECE-47 illustrato in figura 7.13.

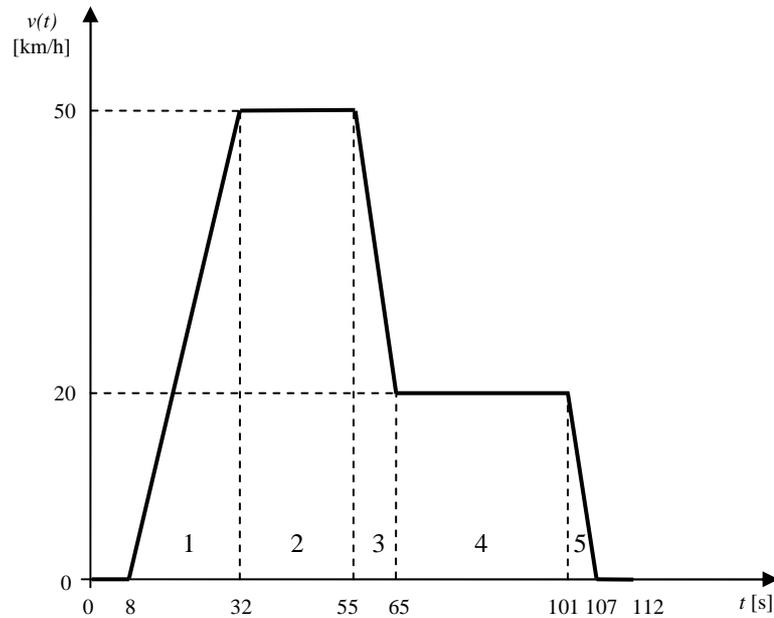


Fig. 7.15 Periodo del ciclo ECE-47.

Il calcolo della relazione [7.7] conduce a :

$$L_{res} = \int_{t_i}^{t_f} \left[ \left( 0.0085 + \frac{0.018}{2} + \frac{1.59 \cdot 10^{-6}}{2} (v(t) \cdot 3.6)^2 \right) \cdot 250 \cdot 9.81 + \frac{1}{2} \cdot 1.21 \cdot 0.7 \cdot v^2(t) + 8 \right] \cdot v(t) dt$$

$$= \int_{t_i}^{t_f} [50.91875 \cdot v(t) + 0.44877 \cdot v^3(t)] dt \quad [7.9]$$

Il profilo di velocità rappresentato in figura 7.15 può essere descritto in analiticamente a tratti nella seguente forma:

$$v(t) = a \cdot t + v_0$$

che sostituita nella [7.9] conduce alla relazione [7.10] che ha carattere generale:

$$L_{res} = 50.91875 \left[ \frac{at^2}{2} + v_0 t \right]_{t_i}^{t_f} + 0.44877 \left[ \frac{a^3 t^4}{4} + \frac{2av_0 t^3}{3} + v_0^2 at + v_0^3 t \right]_{t_i}^{t_f} \quad [7.10]$$

Applicando quindi la [7.6] e la [7.10] è possibile determinare i contributi energetici nelle diverse fasi del ciclo:

- prima rampa di accelerazione: si tratta di un moto uniformemente accelerato con accelerazione pari a circa  $0.58 \text{ m/s}^2$ , il lavoro compiuto dalla forza resistente è pari a  $L_{res,1} \cong 15700.48 \text{ J}$  mentre il lavoro compiuto dalla risultante è pari a  $L_{R,1} \cong 26957.95 \text{ J}$ . In questa fase quindi il sistema di propulsione compie un lavoro pari a:

$$L_{prop,1} = L_{R,1} + L_{res,1} = 42658.43 \text{ J}$$

- primo tratto a velocità costante: si tratta di un moto uniforme con velocità costante pari a  $50 \text{ Km/h}$ , la variazione di energia cinetica è nulla quindi il lavoro compiuto dal sistema di propulsione è pari al lavoro compiuto dalla forza resistente che risulta  $L_{res,2} \cong 43919.47 \text{ J}$ . In questa fase si ottiene quindi:

$$L_{prop,2} = L_{res,2} = 43919.47 \text{ J}$$

- secondo tratto a velocità costante: si tratta di un moto uniforme con velocità costante pari a  $20 \text{ Km/h}$ , la variazione di energia cinetica è nulla quindi il lavoro compiuto dal sistema di propulsione è pari al lavoro compiuto dalla forza resistente che risulta  $L_{res,4} \cong 12953.93 \text{ J}$ . In questa fase si ottiene quindi:

$$L_{prop,4} = L_{res,4} \cong 12953.93 \text{ J}$$

La determinazione dell'energia che deve essere resa disponibile dalle batterie non richiede la valutazione dei contributi energetici durante le due fasi di frenata poiché, essendo *E-Snake* sprovvisto di frenata rigenerativa, l'energia cinetica viene completamente dissipata dal sistema frenante.

Complessivamente pertanto per seguire il profilo di velocità rappresentato in figura 7.15 il sistema di propulsione deve compiere un lavoro pari a:

$$L_{batt} = L_{acc} + L_{resacc} + L_{res\cos t1} + L_{res\cos t2} \cong 99531.83J$$

La valutazione del consumo energetico su una distanza di 33km richiede la valutazione preventiva della distanza coperta durante una singola fase ed il calcolo si riconduce alla determinazione degli spazi percorsi nelle cinque fasi precedentemente considerate.

- spazio percorso durante la prima rampa di accelerazione:

$$s_1 = \frac{1}{2} \cdot a \cdot t_f^2 = \frac{1}{2} \cdot 0.579 \cdot (32 - 8)^2 \cong 166.67m$$

- spazio percorso nel primo tratto a velocità costante:

$$s_2 = V \cdot t = \frac{50}{3.6} \cdot (55 - 32) \cong 319.44m$$

- spazio percorso durante la prima rampa di decelerazione:

$$s_3 = V_i \cdot t - \frac{1}{2} \cdot a \cdot t^2 = \frac{50}{3.6} \cdot (65 - 55) - \frac{1}{2} \cdot 0.83 \cdot (65 - 55)^2 \cong 97.22m$$

- spazio percorso nel secondo tratto a velocità costante:

$$s_4 = V \cdot t = \frac{20}{3.6} \cdot (101 - 65) = 200.00m$$

- spazio percorso durante la seconda rampa di decelerazione:

$$s_5 = V_i \cdot t - \frac{1}{2} \cdot a \cdot t^2 \cong \frac{20}{3.6} \cdot (107 - 101) - \frac{1}{2} \cdot 0.93 \cdot (107 - 101)^2 \cong 16.67m$$

Lo spazio totale percorso durante un ciclo risulta quindi:

$$s_{toticlo} = s_1 + s_2 + s_3 + s_4 + s_5 \cong 800m$$

ed è possibile dunque valutare l'energia necessaria per compiere 33km:

$$L_{tot} = L_{toticlo} \cdot \frac{33000}{s_{toticlo}} = 99531.83 \cdot \frac{33000}{800} \cong 4105688J$$

### **7.2.3 Determinazione dell'autonomia.**

L'energia fornita ai motori proviene dalla serie di 13 batterie agli Ioni di Litio da 3.7V ciascuna: complessivamente il pacco batterie lavora ad una tensione di 48V ed è caratterizzato da una capacità nominale pari a 100Ah. L'energia che può essere immagazzinata nelle batterie pertanto è pari a:

$$E_{batt} = 48 \cdot 100 = 4800Wh = 17.28 \cdot 10^6 J$$

Per la valutazione dell'autonomia viene assunto un rendimento costante pari a  $\eta_{conv} = 0.9$  per i convertitori e  $\eta_{mot} = 0.82$  per i motori.

Posto  $f_s$  il fattore di scarica, che rappresenta la percentuale a cui le batterie vengono scaricate, l'energia massima che può essere utilizzata per la propulsione è pari a:

$$E_{mot} = (E_{batt} \cdot \eta_{mot} \cdot \eta_{conv}) \cdot f_s$$

quindi, nell'ipotesi che le batterie si scarichino completamente ( $f_s=1$ ), risulta:

$$E_{mot} = (E_{batt} \cdot \eta_{mot} \cdot \eta_{conv}) \cdot f_s \cong 12752640J$$

Assunto come riferimento il ciclo di guida illustrato in figura 7.15, il veicolo pertanto può compiere un numero di cicli pari a:

$$n_{cicli} = \frac{E_{mot}}{L_{toticlo}} = \frac{12752640}{99531.83} \cong 128$$

che garantiscono al veicolo un'autonomia pari a:

$$S = n_{cicli} \cdot s_{totciclo} \cong 102501m \cong 102km$$

Il dato ricavato indica quindi che, nel caso di ciclo ECE-47, nell'ipotesi di arrivare alla scarica completa delle batterie, il mezzo è in grado di assicurare un'autonomia di circa 100 km. Se si assume invece un fattore di scarica  $f_s=0.7$ , l'autonomia si riduce a circa 71.4 km.

#### **7.2.4 Analisi del consumo energetico a velocità costante.**

Ripetendo un'analisi del tutto simile a quella condotta nel paragrafo precedente, è possibile valutare l'autonomia del veicolo nell'ipotesi di moto descritto dalla figura 7.16: si tratta di un moto con partenza da fermo caratterizzato da una fase di accelerazione della durata di 5s in cui la velocità cresce linearmente fino a 35 km/h, seguita da una fase a velocità costante pari a 35 km/h della durata di 3600 s.

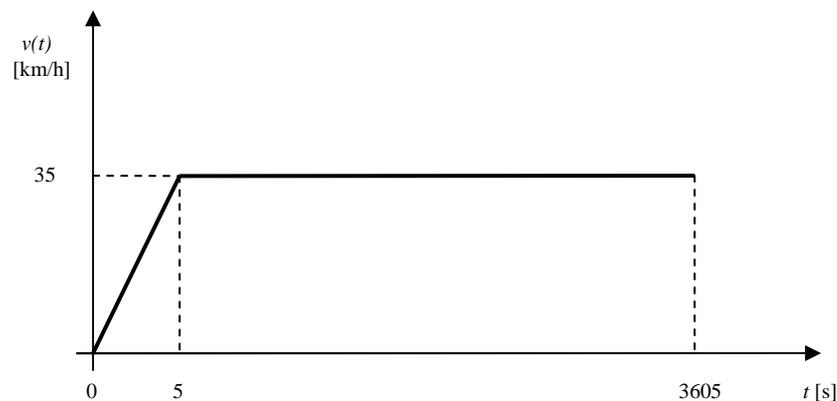


Fig. 7.16 Profilo di velocità.

La dinamica del veicolo è descritta sempre dalle relazioni [7.1] e [7.2], le relazioni [7.6] e [7.10] consentono quindi di valutare il lavoro compiuto dalla forza resistente e dalla risultante:

- rampa di accelerazione: il moto è uniformemente accelerato con accelerazione pari a  $1.94 \text{ m/s}^2$ , il lavoro compiuto dalla forza resistente è pari a  $L_{res,1} \cong 3155.60J$  mentre il lavoro compiuto dalla risultante è pari a  $L_{R,1} \cong 13209.39J$  ;

- tratto a velocità costante: il moto è uniforme con velocità costante pari a 35 km/h, il lavoro compiuto dalla forza risultante è nullo mentre il lavoro compiuto dalla forza resistente è pari a  $L_{res,2} \cong 3266802.37 J$ .

Complessivamente quindi, nella fase di accelerazione, il lavoro compiuto dal sistema di propulsione è pari a:

$$L_{prop} = L_{res,1} + L_{R,1} \cong 16364.99 J$$

quindi l'energia residua disponibile nella fase a velocità costante; nell'ipotesi di  $f_s=1$ , è pari a:

$$L_{cost} = E_{prop} - L_{prop} \cong 12752640 - 16364.99 \cong 12736275 J$$

Durante la fase a velocità costante la variazione di energia cinetica è nulla quindi il lavoro compiuto dal sistema di propulsione è pari al lavoro compiuto dalla sola forza resistente  $L_{res,2}$ : tale valore è riferito ad una sola ora di percorso quindi, per scaricare completamente le batterie, si rende necessario un tempo pari a

$$T = \frac{L_{cost}}{L_{res,2}} \cong 3.9 \text{ ore}$$

durante le quali il mezzo percorre uno spazio pari a:

$$S_1 = V \cdot T = 35000 \cdot 3.82 \cong 136.5 \text{ km}$$

che rappresenta in definitiva l'autonomia del veicolo. Assumendo invece che le batterie si scarichino al 70% ( $f_s=0.7$ ), l'autonomia si riduce a circa 100 km.

La figura 7.17 rappresenta l'autonomia (in km) in funzione della velocità (costante, in km/h) per quattro diversi valori del fattore di scarica.

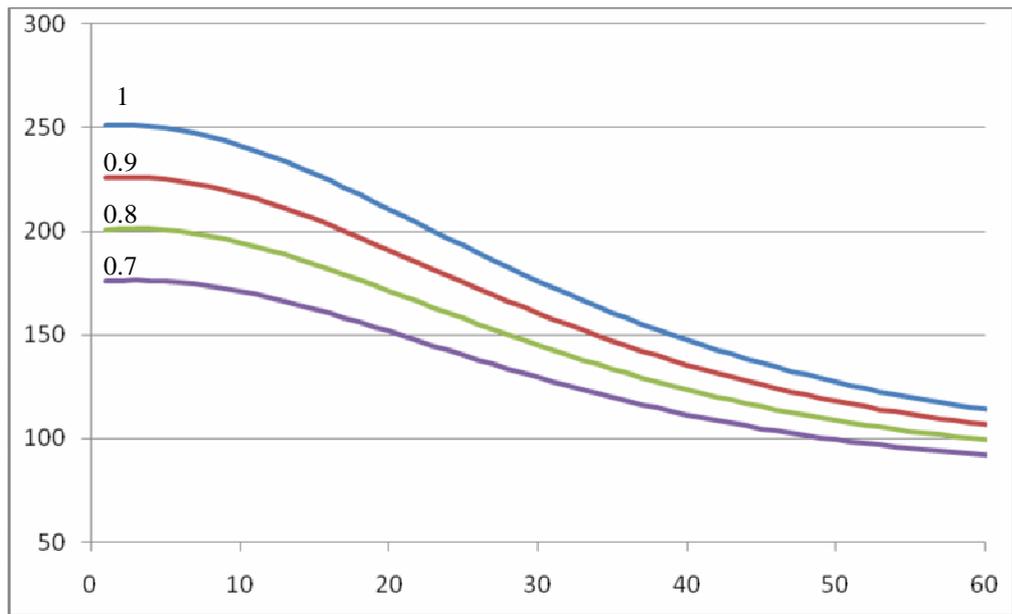


Fig. 7.17 Autonomia di *E-Snake* in funzione della velocità e del fattore di scarica.



# *Appendice* **A**

---

## *I cicli di guida*

### **A.1 Cicli di guida, generalità.**

I cicli di guida costituiscono delle rappresentazioni in forma grafica e numerica della velocità istantanea  $v(t)$  di un veicolo, in funzione del tempo e vengono definiti nei diversi paesi da organi competenti, allo scopo di valutare le prestazioni dei veicoli sotto diversi aspetti, come il consumo di carburante e le emissioni inquinanti, sia in sede progettuale che in quella di verifica su strada.

Alcuni di questi cicli hanno origine teorica e possono essere formulati analiticamente, altri invece, per descrivere una situazione di guida più realistica, traggono origine da misure di velocità effettuate direttamente su mezzi in marcia su percorsi reali.

I cicli di guida possono appartenere a due distinte categorie: è possibile infatti distinguere la categoria dei cicli di guida *transitori*, a cui appartengono quei cicli che coinvolgono le variazioni di molti parametri (velocità, accelerazione, pendenza del tragitto, etc.) da quella dei cicli *modali*, alla quale invece appartengono quelli caratterizzati dalla successione di brevi intervalli temporali durante i quali l'accelerazione del veicolo è costante.

Dal punto di vista della rilevanza i cicli di guida che trovano maggiori applicazioni sono i seguenti:

- cicli di guida europei: *ECE-15*, *EUDC*, *EUDCL*, *NEDC*, *HYZEM*;

- cicli di guida americani: *FTP-72*, *FTP-75*, *HFEDS*, *HD-UDDS*; *IM240*, *LA-92*, *NYCC*;
- cicli di guida giapponesi: *10 mode*, *11 mode*, *15 mode*, *10-15 mode*.

Oltre a quelli appena elencati, tutti rivolti ad uso automobilistico, sono stati definiti anche cicli rivolti al settore motociclistico (ne sono un esempio il ciclo *ECE-40* ed il ciclo *ECE-47*), nella trattazione che segue tuttavia vengono riportate solamente le caratteristiche fondamentali dei cicli di guida ad uso automobilistico.

## A.2 Cicli di guida europei.

I cicli di guida europei, con la sola eccezione del ciclo *HYZEM*, appartengono alla categoria dei cicli di guida *modali* e sono definiti dalle direttive comunitarie 91/441/CEE del Consiglio del 26 giugno 1991. Le velocità sono espresse in chilometri orari mentre il tempo viene espresso in secondi.

### Ciclo ECE-15.

Conosciuto anche come ciclo *UDC* (*Urban Driving Cycle*) il ciclo *ECE-15* è stato ideato per rappresentare le condizioni di guida di un veicolo in ambito cittadino. Tale ciclo è caratterizzato da una velocità massima di 50 km/h e da una durata di 195 s.

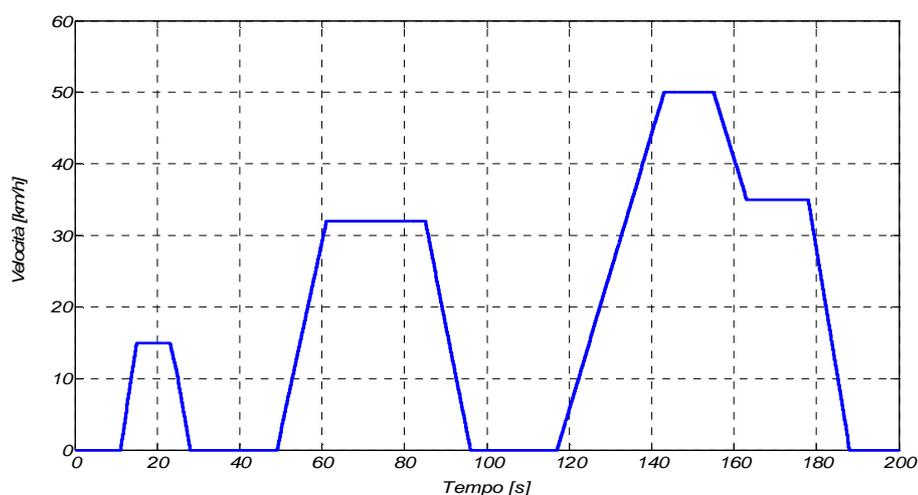


Fig. A.1 Ciclo ECE-15.

**Ciclo EUDC.**

Il ciclo *EUDC* (*Extra Urban Driving Cycle*) nasce dall'esigenza di descrivere il profilo di guida in un percorso extraurbano. Tale ciclo è caratterizzato da una velocità massima di 120 km/h e da una durata di 385 s. La velocità e l'accelerazione massima sono maggiori rispetto a quelle raggiunte nel ciclo *ECE-15*.

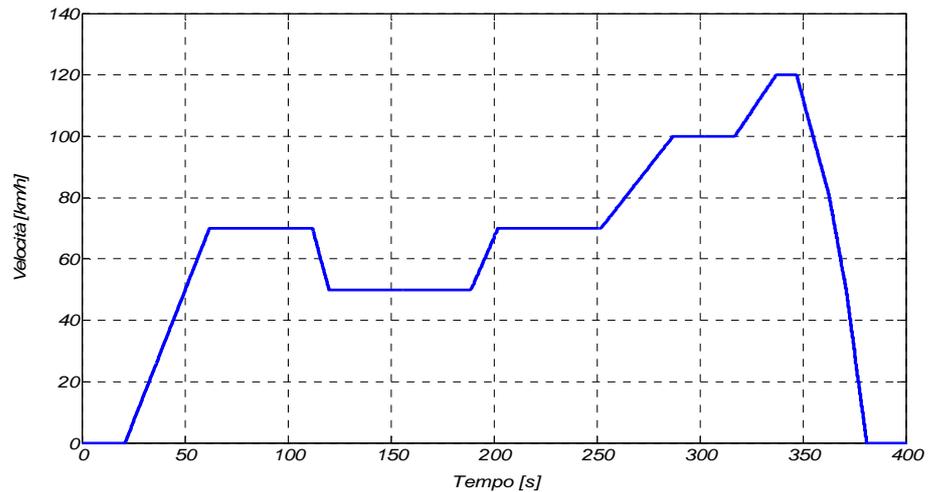


Fig. A.2 Ciclo EUDC.

**Ciclo EUDCL.**

Il ciclo *EUDCL* (*Extra Urban Driving Cycle Low*), similmente al precedente, descrive un percorso extraurbano destinato però ai veicoli di bassa potenza. Si tratta di un ciclo di guida molto simile al ciclo *EUDC* ma la velocità massima raggiunta è di 90 km/h.

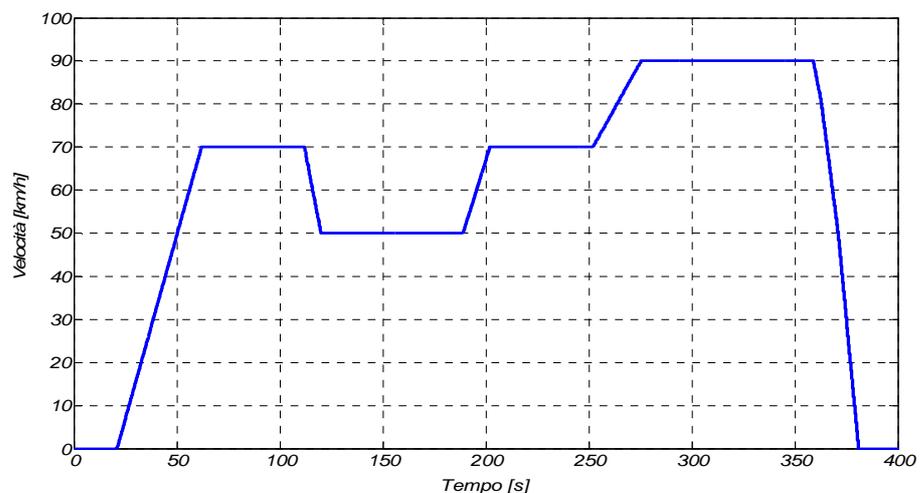


Fig. A.3 Ciclo EUDCL.

### **Ciclo NEDC.**

Il ciclo *NEDC* (*New European Driving Cycle*) è un ciclo combinato costituito dalla serie di quattro cicli *ECE-15* seguiti da un ciclo *EUDC* o *EUDCL*. Assieme ai cicli *ECE-15* ed *EUDC* rappresenta il ciclo principale con cui vengono stimati e dichiarati i consumi delle auto in Europa.

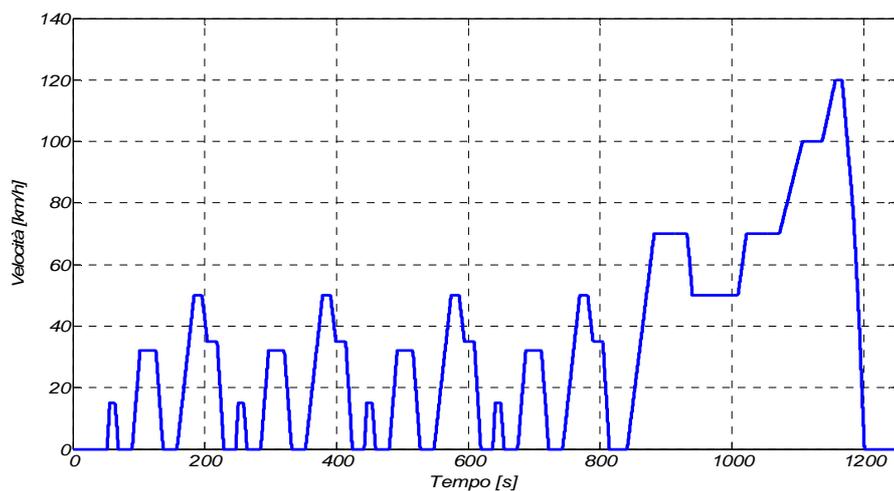


Fig. A.4 Ciclo NEDC.

### **Ciclo HYZEM.**

Il ciclo HYZEM, a differenza dei precedenti, appartiene alla categoria dei cicli transitori poiché gli intervalli durante i quali l'accelerazione è costante sono molto più brevi rispetto ai cicli precedenti. Si tratta di un ciclo combinato costituito dalla successione di un ciclo urbano, uno extraurbano ed uno autostradale, i quali vengono ricavati direttamente da misure di velocità su percorsi reali prestabiliti, il ciclo pertanto assume forme diverse a seconda del paese dove viene definito.

## **A.3 Cicli di guida americani.**

I cicli di guida americani appartengono tutti alla categoria dei cicli transitori e rappresentano, più fedelmente rispetto a quelli europei, le condizioni di guida in un percorso reale.

**Ciclo FTP-72.**

Il ciclo *FTP-72* (*Federal Test Procedure*) è un ciclo che descrive efficacemente la guida lungo un percorso urbano. Il ciclo consiste in una prima fase (con motore termico freddo) di durata pari a 505 s in cui la velocità media è circa 25 mi/h seguita da una seconda fase della durata di 864 s in cui la velocità media è circa 16 mi/h.

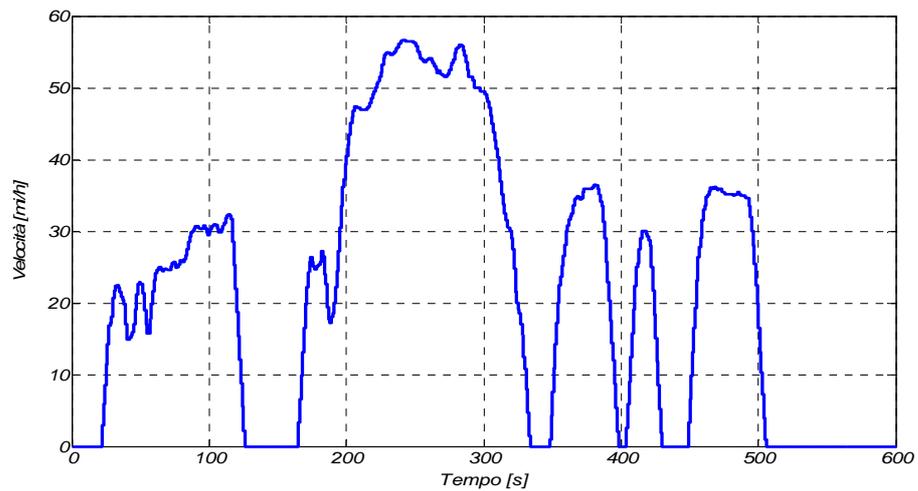


Fig. A.5 Prima fase del ciclo FTP-72.

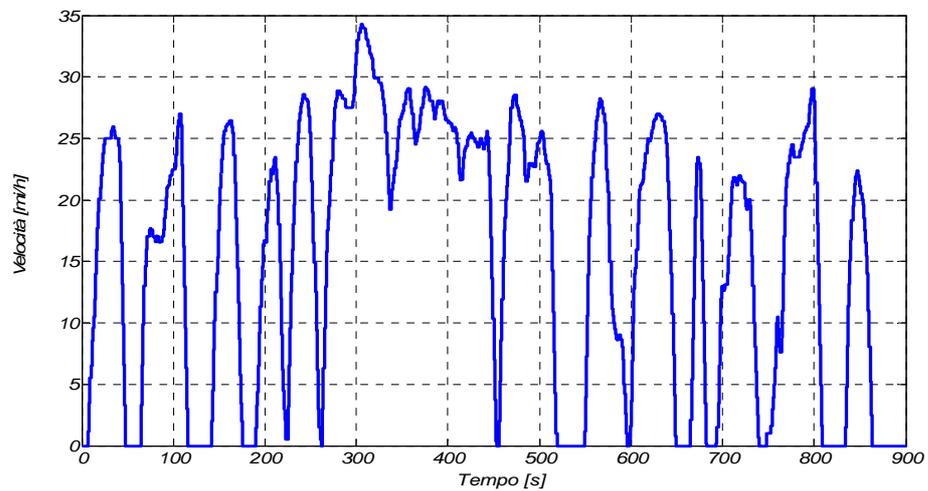


Fig. A.6 Seconda fase del ciclo FTP-72.

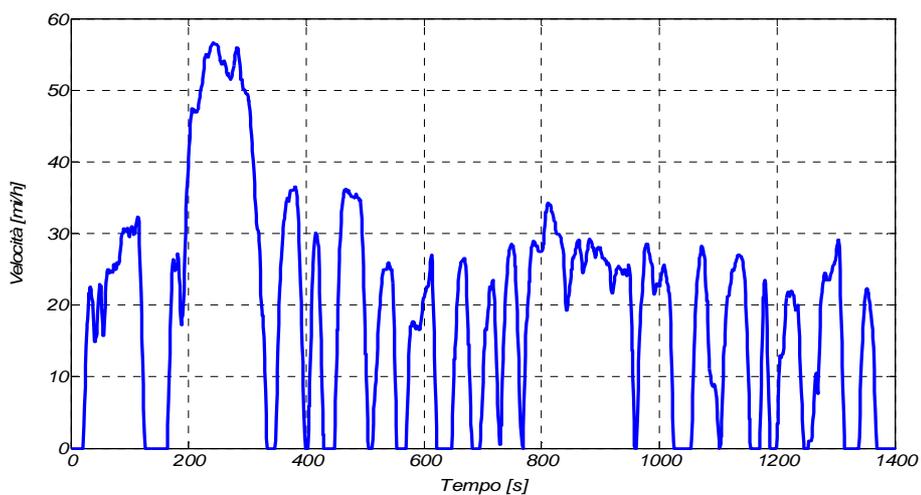


Fig. A.7 Ciclo FTP-72.

### **Ciclo FTP-75.**

Il ciclo *FTP-75* è un ciclo combinato costituito da un ciclo *FTP-72* a cui fa seguito la prima parte dello stesso, la quale però viene però eseguita a motore caldo.

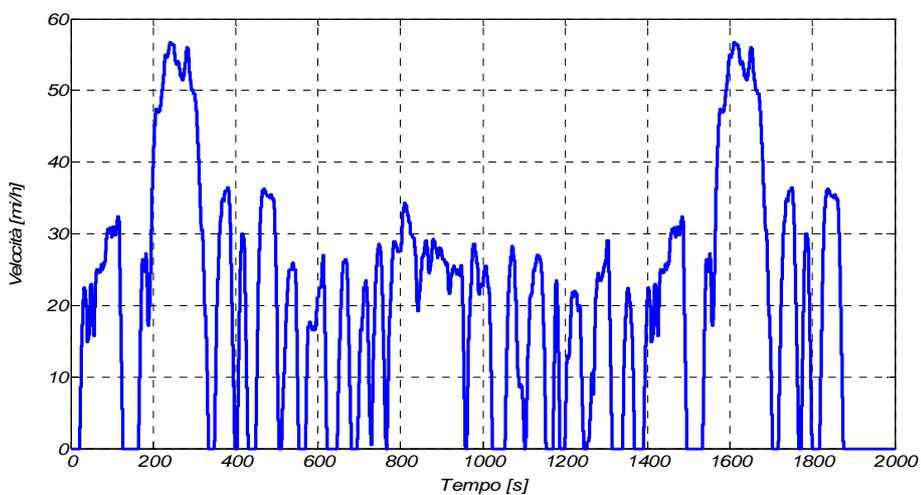


Fig. A.8 Ciclo FTP-75.

### **Ciclo HFEDS.**

Il ciclo *HFEDS* (*Highway Fuel Economy Driving Schedule*) descrive un profilo di guida extraurbano. Tale ciclo è caratterizzato da una durata pari a 765 s e da una velocità media pari a circa 48 mi/h.

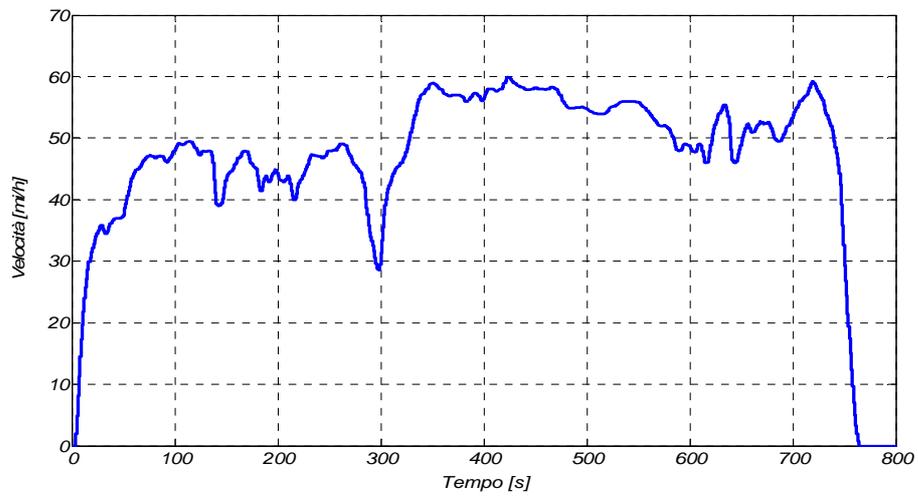


Fig. A.9 Ciclo HFEDS.

**Ciclo HD-UDDS.**

Il ciclo *HD-UDDS* (*Heavy Duty Urban Dynamometer Driving Schedule*) è un ciclo di guida nato allo scopo di valutare le emissioni dei veicoli pesanti. Tale ciclo è caratterizzato da una durata pari a 1060 s e da una velocità media pari a circa 19 mi/h.

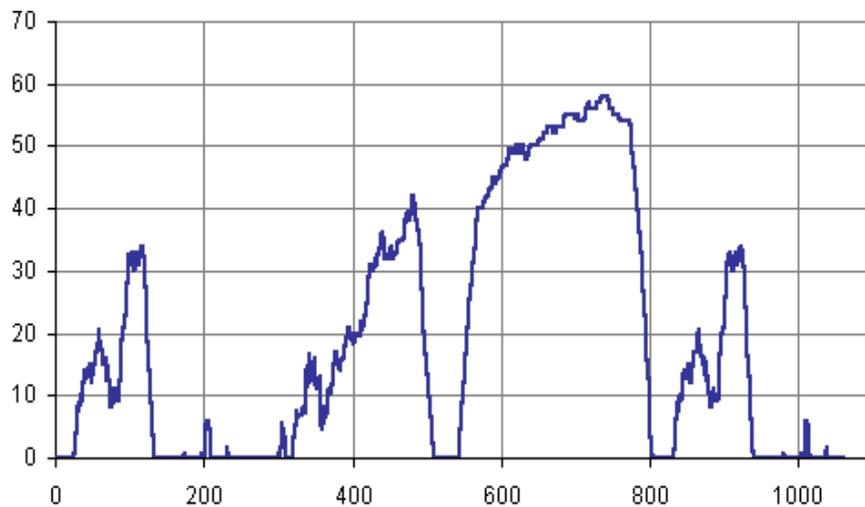


Fig. A.10 Ciclo HD-UDDS.

**Ciclo IM240.**

Il ciclo *IM240* è un ciclo di guida utilizzato in sede di verifica; si tratta di un ciclo caratterizzato da una durata pari a 240 s e da una velocità media pari a circa 29 mi/h.

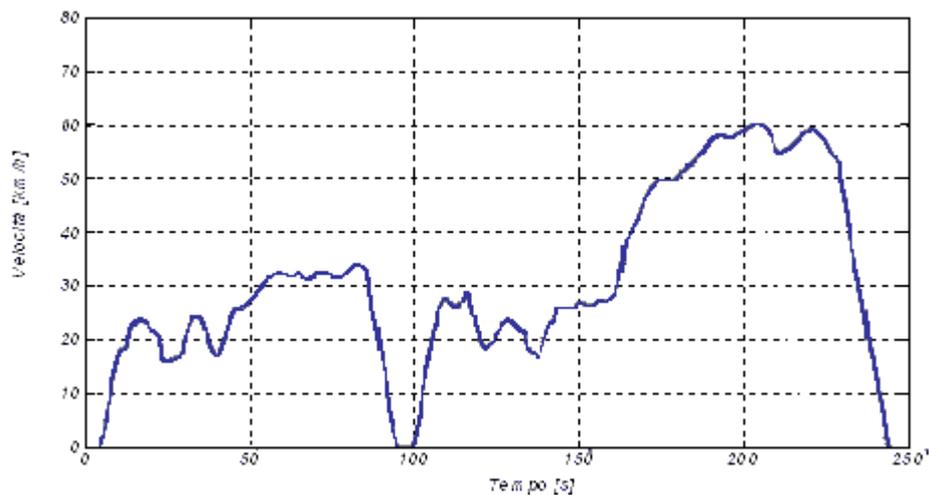


Fig. A.11 Ciclo IM240.

### **Ciclo LA-92.**

Il ciclo *LA-92* rappresenta, similmente al ciclo *FTP-72*, il profilo di velocità lungo un percorso urbano. Tale ciclo è stato sviluppato nel 1992 quando il preesistente ciclo *FTP-72* non si è più dimostrato adatto a descrivere realisticamente un percorso di questo tipo. Il ciclo *LA-92* è caratterizzato da una velocità media superiore a quella del ciclo *FTP-72* ed è anche conosciuto come *California Unified Cycle (UC)*.

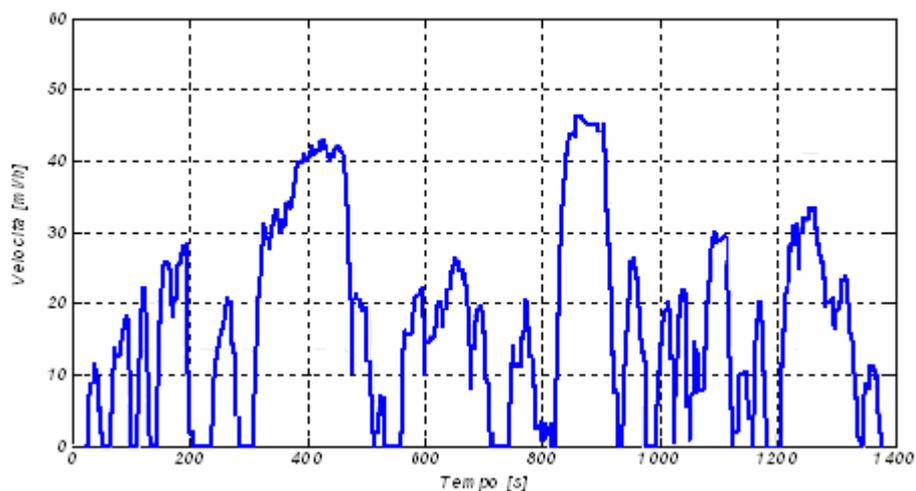


Fig. A.12 Ciclo LA-92.

**Ciclo NYCC.**

Il ciclo NYCC (*New York City Cycle*) rappresenta un pescoso urbano nella città di New York. E' caratterizzato da una durata di 598 secondi e da un velocità massima pari a circa 15 mi/h.

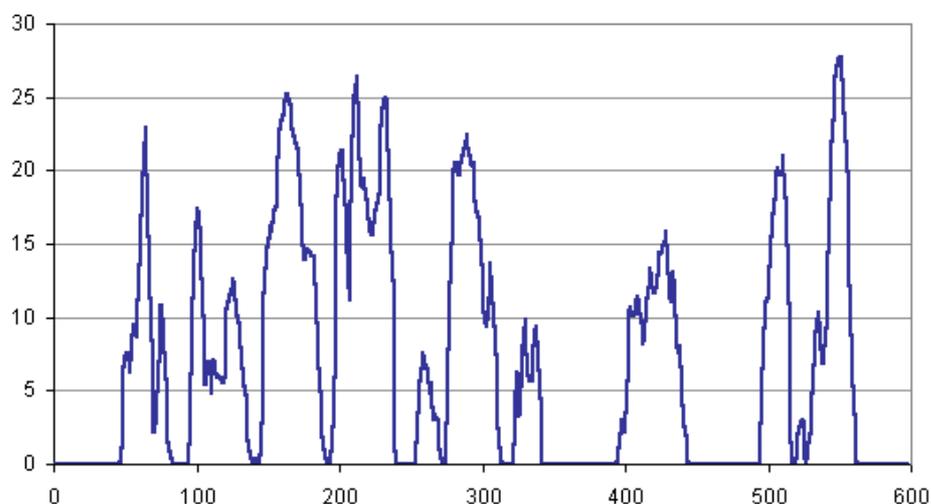


Fig. A.13 Ciclo NYCC.

**A.4 Cicli di guida giapponesi.**

I cicli di guida giapponesi appartengono alla categoria dei cicli di guida *modali* ed hanno caratteristiche simili a quelle dei cicli europei.

**Ciclo 10 mode.**

Il ciclo *10 mode* descrive il profilo di velocità lungo un percorso cittadino, tale ciclo è caratterizzato da una durata pari a 135 s e da una velocità massima pari a 40 km/h.

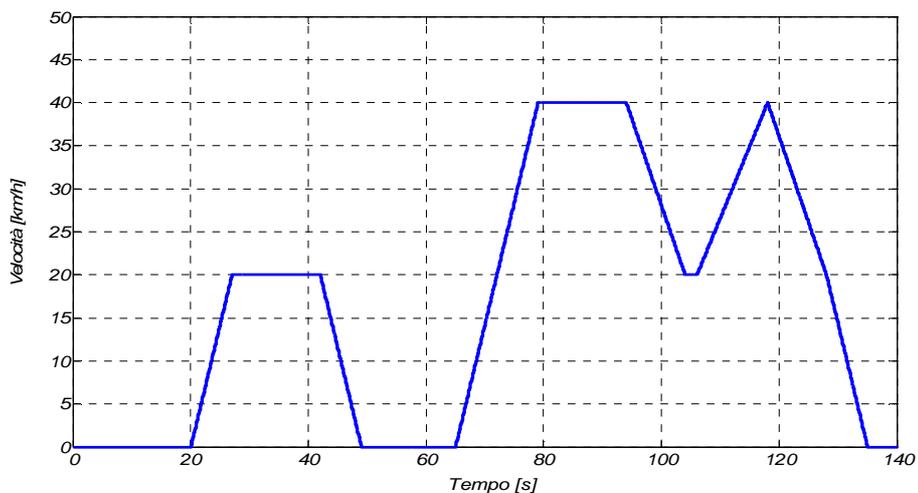


Fig. A.14 Ciclo 10 mode.

**Ciclo 11 mode.**

Il ciclo *11 mode*, analogamente al ciclo precedente, rappresenta il profilo di velocità lungo un percorso urbano ma è caratterizzato da una durata pari a 122 s e da una velocità massima di 60 km/h.

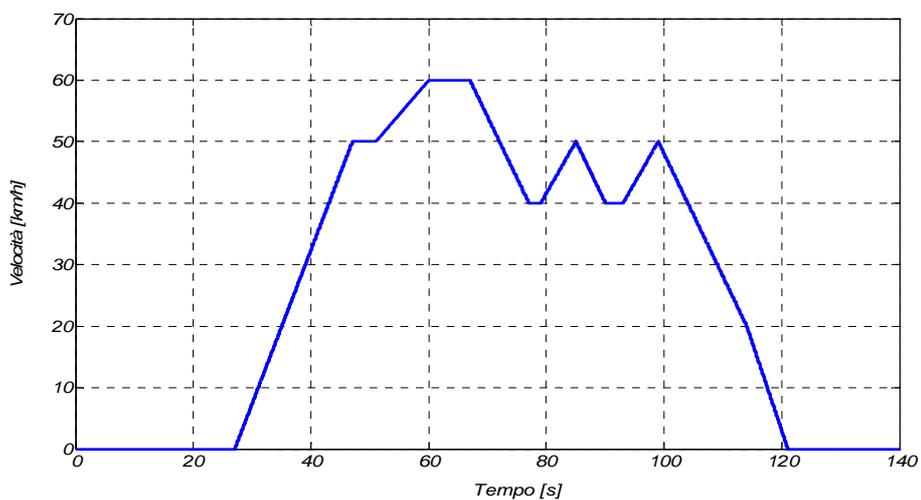


Fig. A.15 Ciclo 11 mode.

**Ciclo 15 mode.**

Il ciclo *15 mode* rappresenta il profilo di velocità lungo un percorso urbano, è caratterizzato da una durata pari a 220 s e da una velocità massima di 70 km/h.

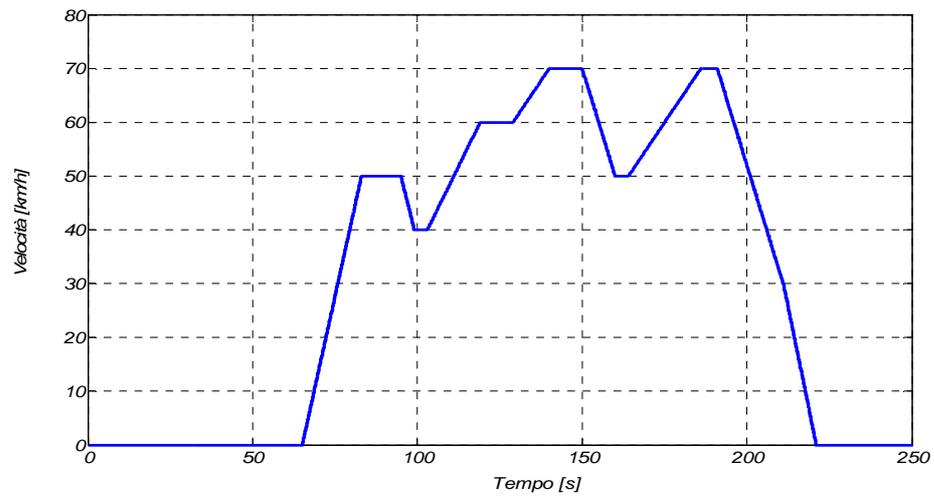


Fig. A.16 Ciclo 15 mode.

**Ciclo 10-15 mode.**

Il ciclo *10-15 mode* è un ciclo combinato costituito dalla sequenza di tre cicli *10 mode* ed un ciclo *15 mode*; tale ciclo viene attualmente utilizzato in Giappone per la certificazione delle emissioni dei veicoli leggeri.

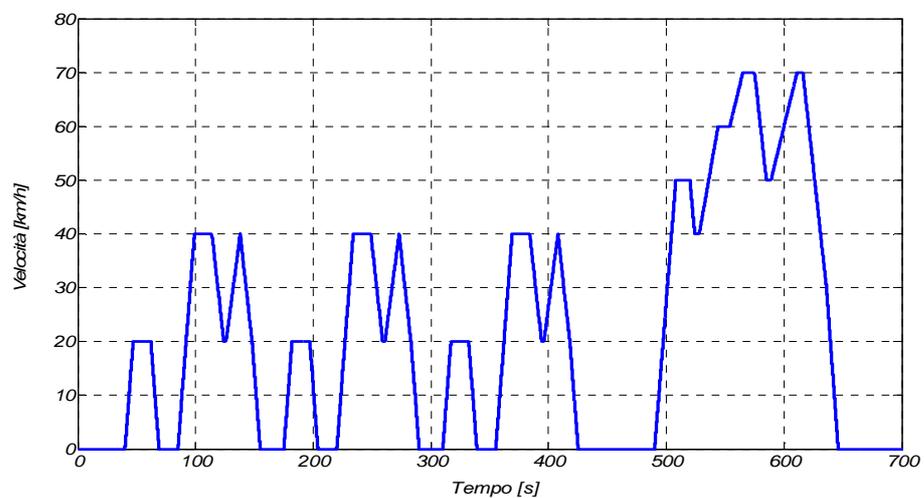


Fig. A.17 Ciclo 10-15 mode.



# *Appendice **B***

---

## *Specifiche del veicolo*

### **Veicolo**

---

$m$	peso	1324	[kg]
$c_d$	coeff. di penetrazione	0.28	[-]
$A_f$	area frontale	1.9	[m <sup>2</sup> ]
$\rho_{air}$	densità dell'aria	1.22	[kg/m <sup>3</sup> ]

### **Motore termico**

---

$V$	cilindrata	1339	[cm <sup>3</sup> ]
$P_{max}$	potenza massima	83 a 6000 rpm	[kW]
$C_{max}$	coppia massima	166 a 3300 rpm	[Nm]

### Motore elettrico

---

<i>Tipo</i>	sincrono a magneti permanenti		
<i>l</i>	lunghezza	70	[mm]
$P_{max}$	potenza massima	14 a 2000 rpm	[kW]
$C_{max}$	coppia massima	103 a 1000 rpm	[Nm]
$V_{EM}$	tensione nominale	144	[V]

### Batteria

---

<i>Tipo</i>	Panasonic EV energy, Nickel Metal Hydride (NiMH)		
<i>n</i>	numero di celle	120 (6x20)	[-]
$V_{batt}$	tensione a vuoto	158	[V]
<i>C</i>	capacità nominale	5.5	[Ah]
$m_c$	peso delle celle	0.183x120	[kg]
$m_p$	peso del pacco completo	28.9	[kg]

### Ruote

---

<i>Tipo</i>	195/65 R15		
$r_{WH}$	raggio	0.31	[m]
$c_r$	coefficiente di attrito	0.009	[-]
$m_{WH}$	massa di una ruota	20.4	[kg]

### Trasmissione

---

<i>Cambio</i>	manuale a 5 rapporti		
1°	3.250		
2°	1.896		
3°	1.241		
4°	0.911		
5°	0.756		
<i>Rapporto finale</i>	3.6		

# *Appendice* **C**

---

## *Risultati grafico-numeric*

### **C.1 Introduzione**

Di seguito vengono riportati i grafici e le tabelle, ottenuti con l'analisi numerica al calcolatore, del modello matematico realizzato in ambiente *MatLab/Simulink*.

Il paragrafo C.2 contiene le rappresentazioni grafiche delle grandezze che hanno validità generale e non dipendono dalla strategia di controllo adottata, i paragrafi successivi invece contengono le rappresentazioni e i dati relativi alle condizioni di funzionamento testate.

### C.2 Caratteristiche generali.

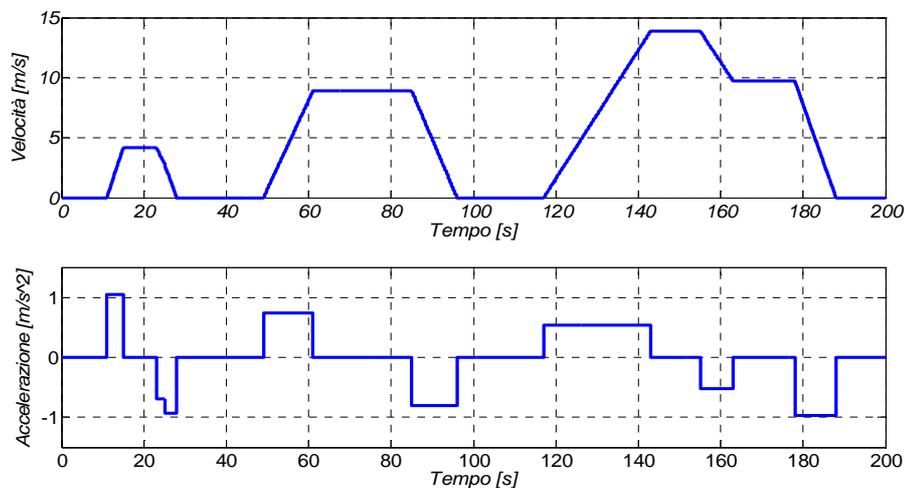


Fig. C.1 Profilo di velocità e accelerazione del ciclo ECE-15.

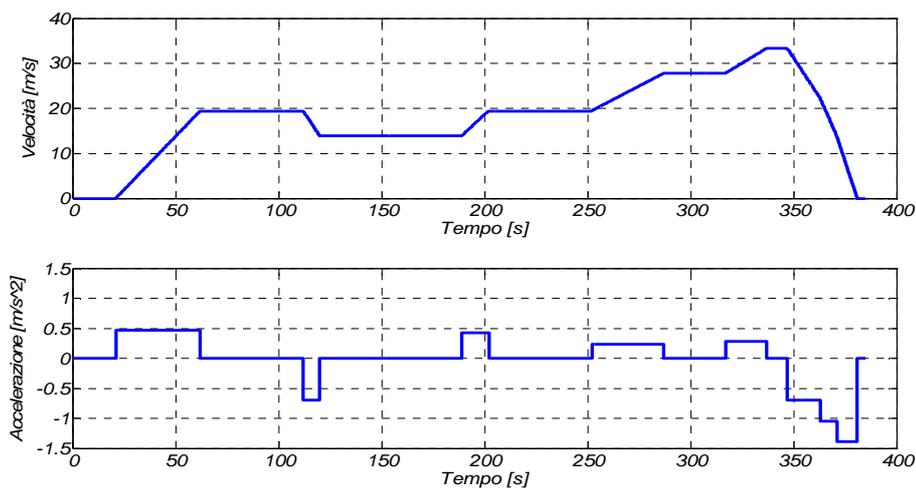


Fig. C.2 Profilo di velocità e accelerazione del ciclo EUDC.

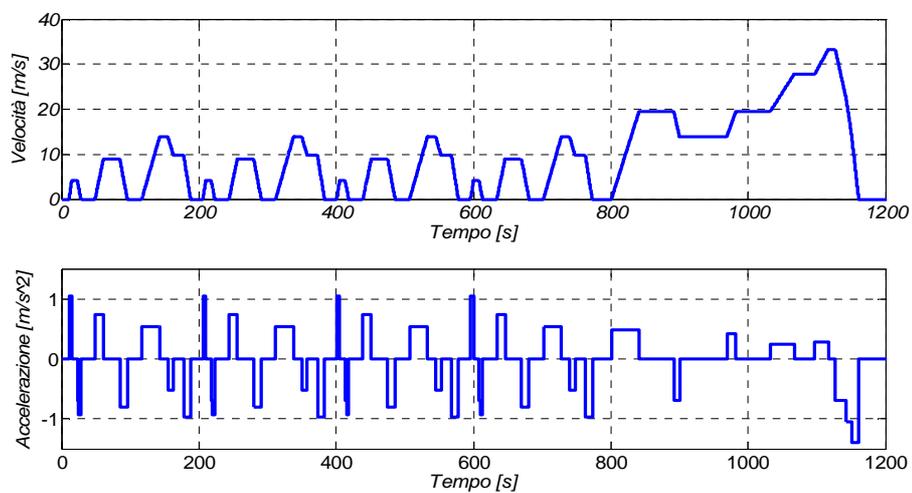


Fig. C.3 Profilo di velocità e accelerazione del ciclo NEDC.

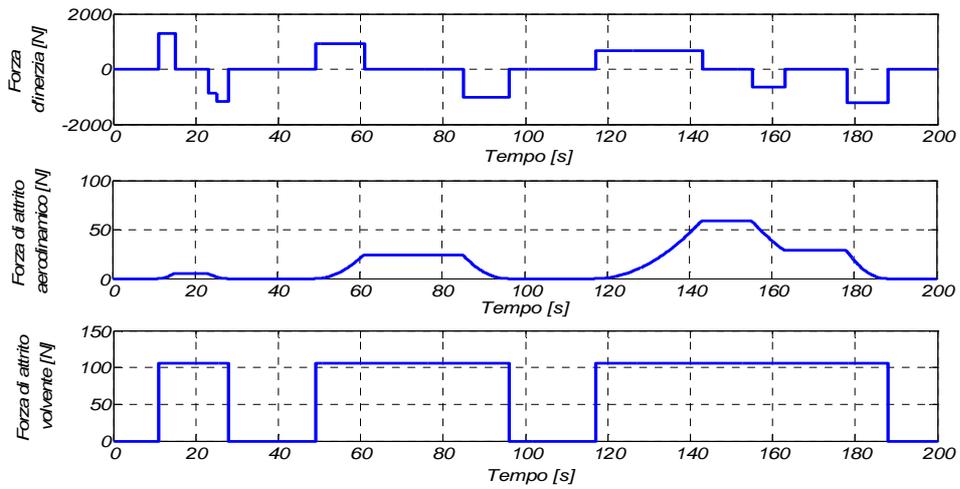


Fig. C.4 Forza d'inerzia, di attrito aerodinamico e di attrito volante nel ciclo ECE-15.

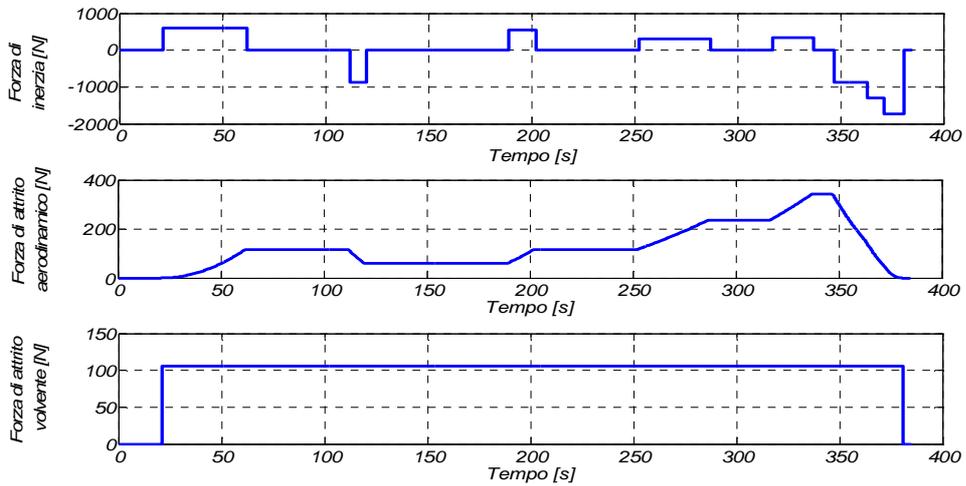


Fig. C.5 Forza d'inerzia, di attrito aerodinamico e di attrito volante nel ciclo EUDC.

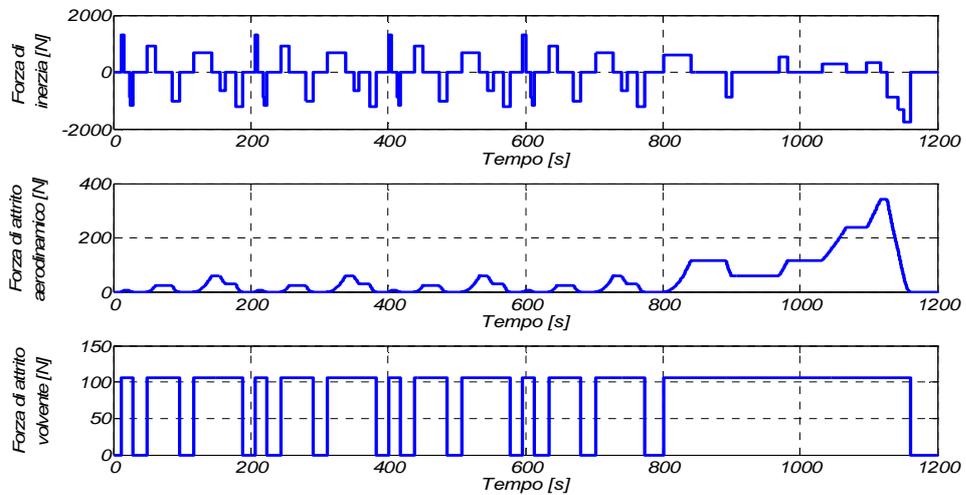


Fig. C.6 Forza d'inerzia, di attrito aerodinamico e di attrito volante nel ciclo NEDC.

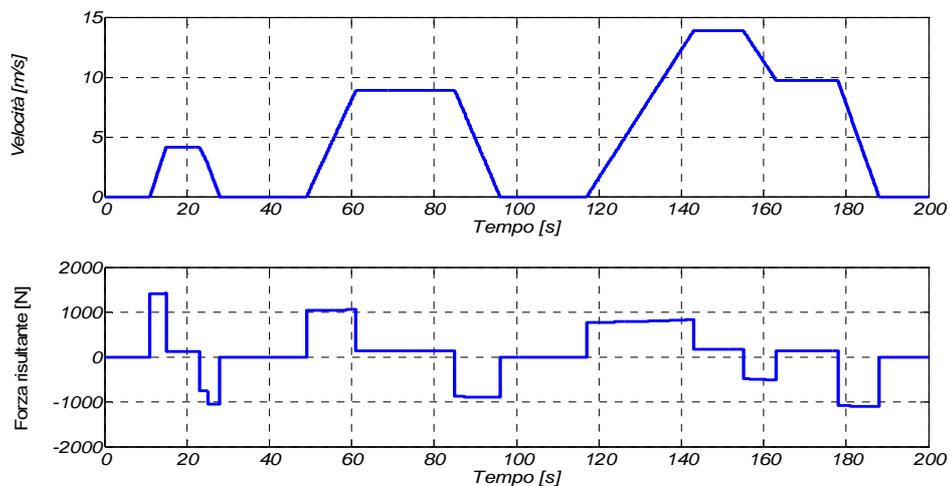


Fig. C.7 Forza risultante nel ciclo ECE-15.

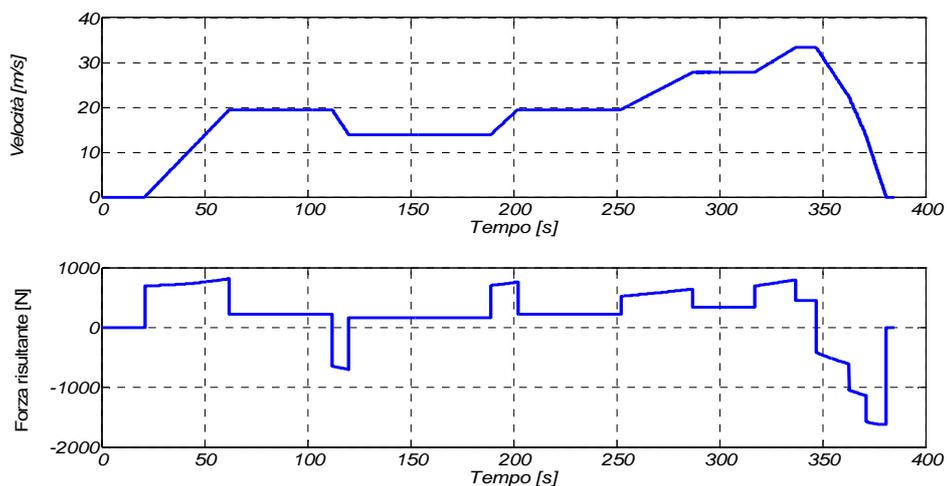


Fig. C.8 Forza risultante nel ciclo EUDC.

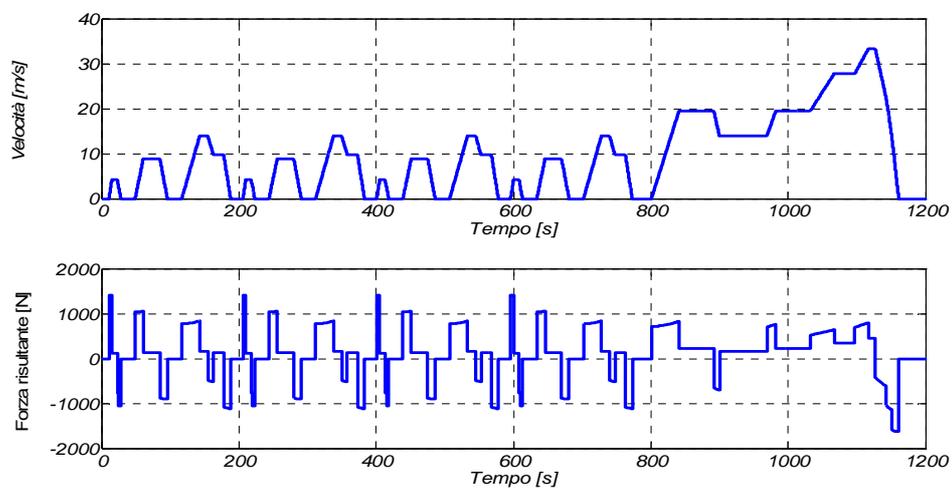


Fig. C.9 Forza risultante nel ciclo NEDC.

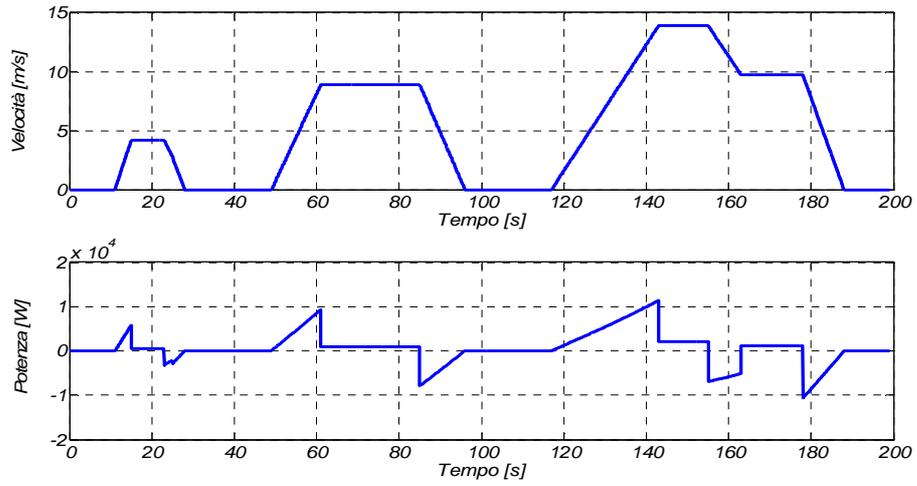


Fig. C.10 Potenza nel ciclo ECE-15.

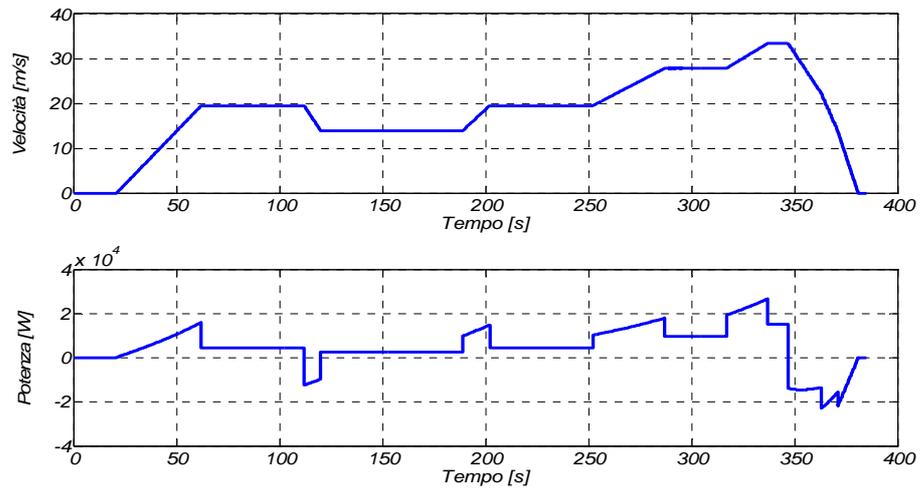


Figura C.11 Potenza nel ciclo EUDC.

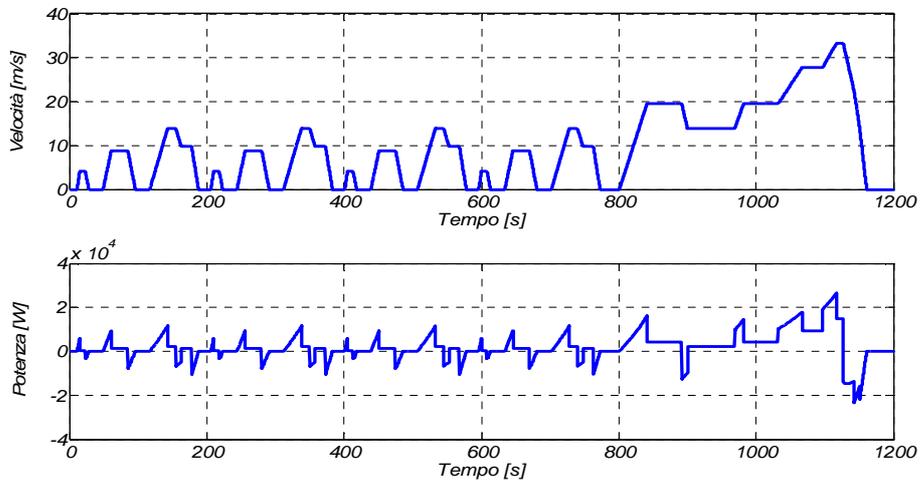


Fig. C.12 Potenza nel ciclo NEDC.

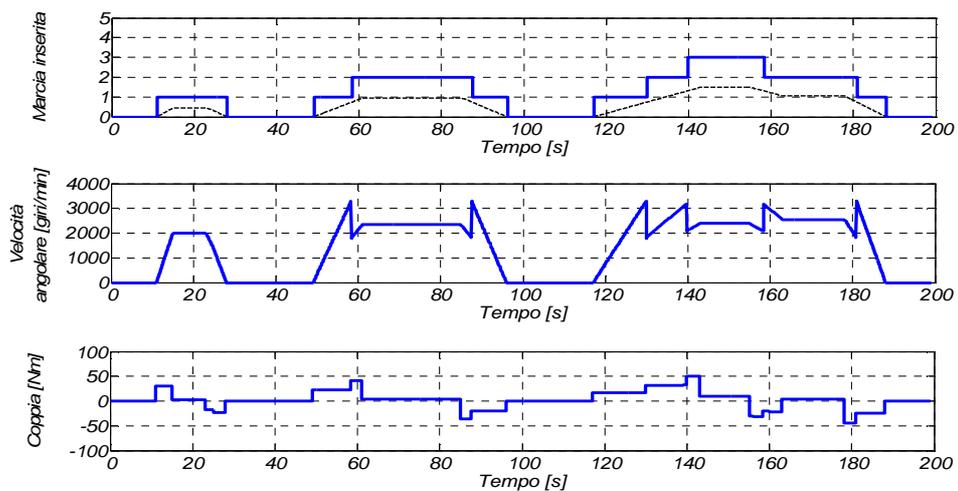


Fig. C.13 Marcia inserita, velocità e coppia alle ruote nel ciclo ECE-15.

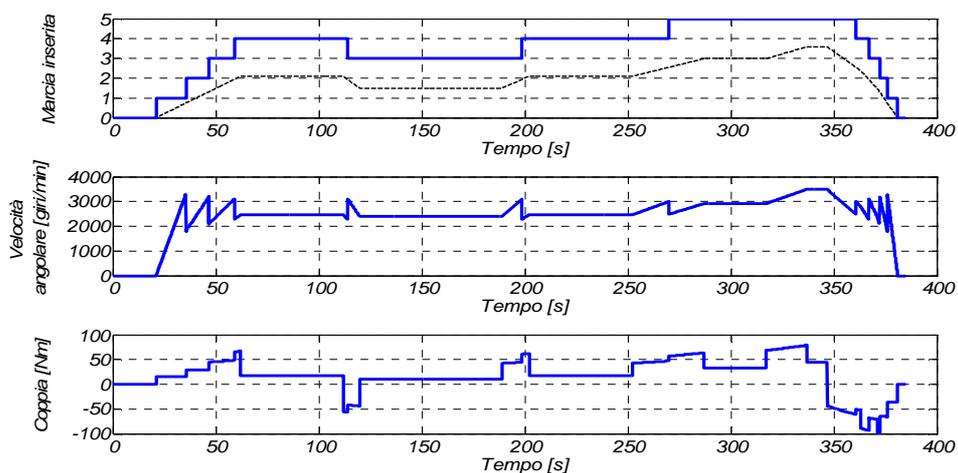


Fig. C.14 Marcia inserita, velocità e coppia alle ruote nel ciclo EUDC.

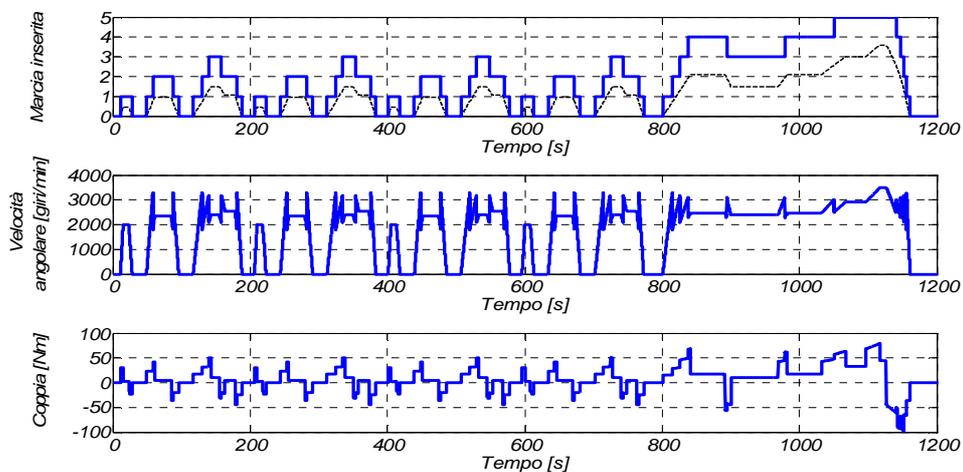


Fig. C.15 Marcia inserita, velocità e coppia alle ruote nel ciclo NEDC.

**C.3 Modalità termica.**

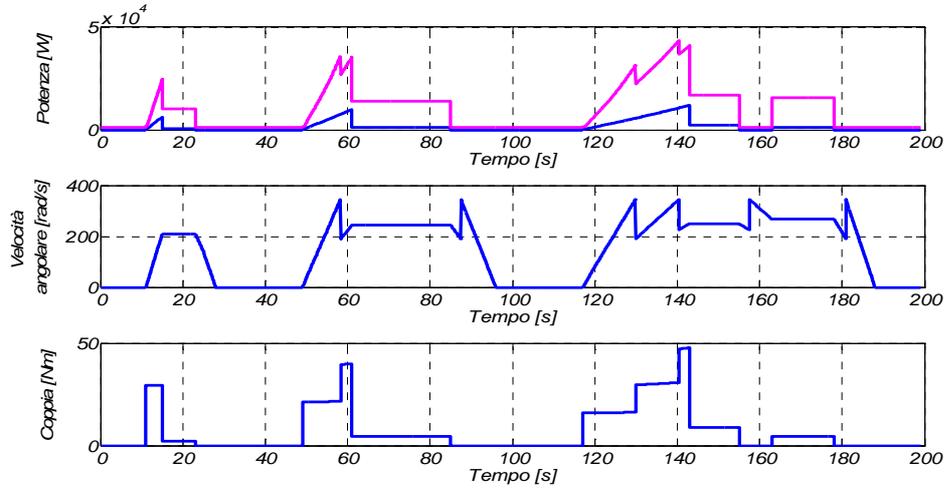


Fig. C.16 Potenza, velocità di rotazione e coppia del motore termico nel ciclo ECE-15.

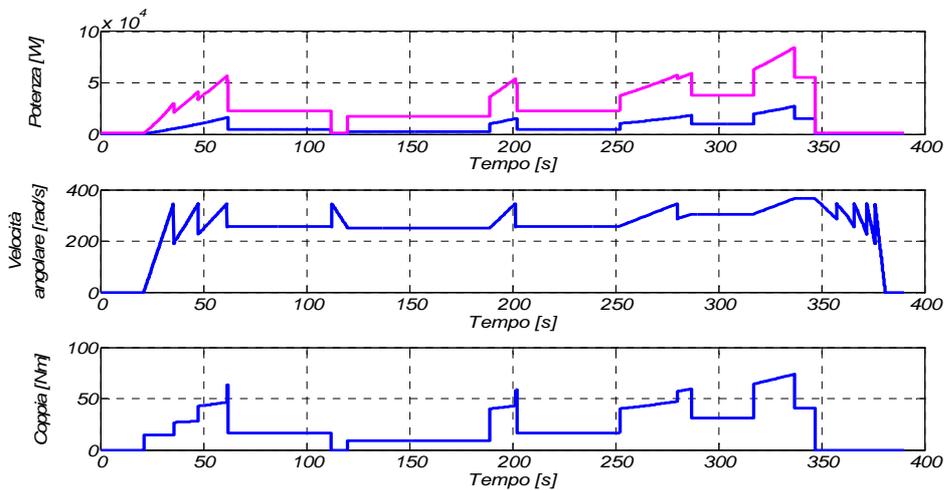


Fig. C.17 Potenza, velocità di rotazione e coppia del motore termico nel ciclo EUDC.

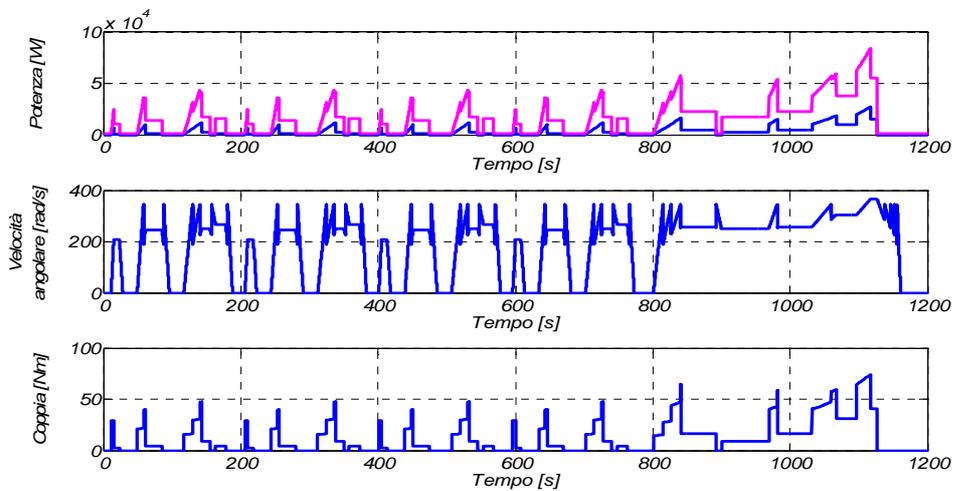


Fig. C.18 Potenza, velocità di rotazione e coppia del motore termico nel ciclo NEDC.

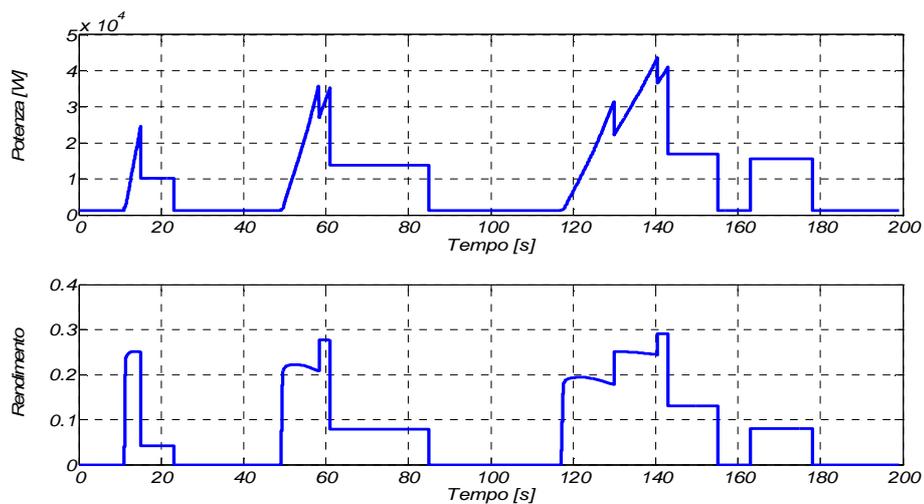


Fig. C.19 Potenza e rendimento del motore termico nel ciclo ECE-15.

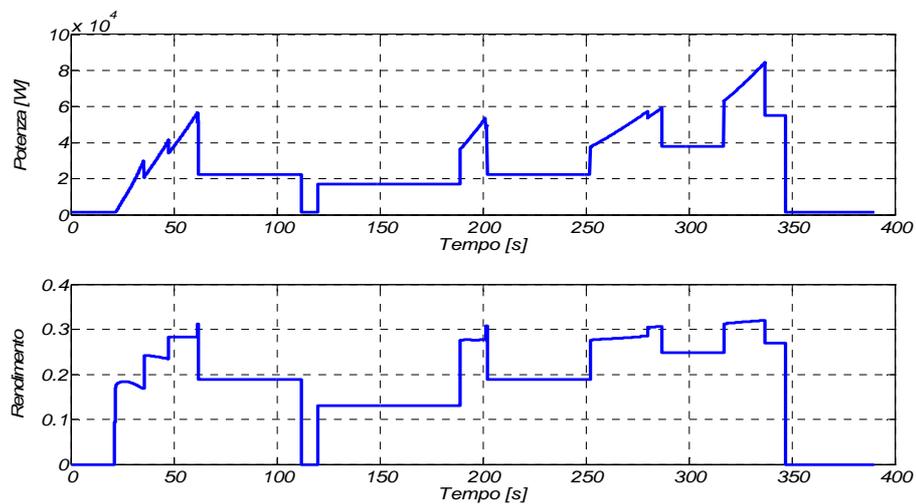


Fig. C.20 Potenza e rendimento del motore termico nel ciclo EUDC.

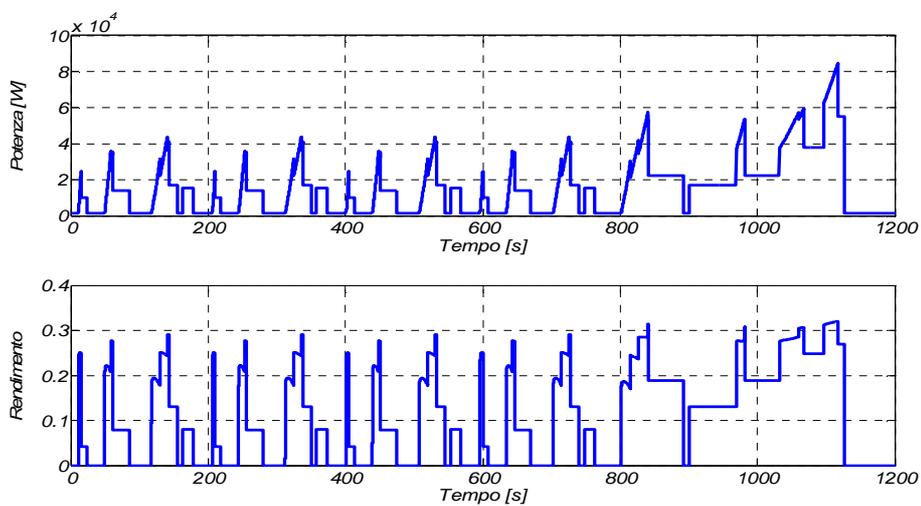


Fig. C.21 Potenza e rendimento del motore termico nel ciclo NEDC.

**C.4 Rapporto di potenza costante.**

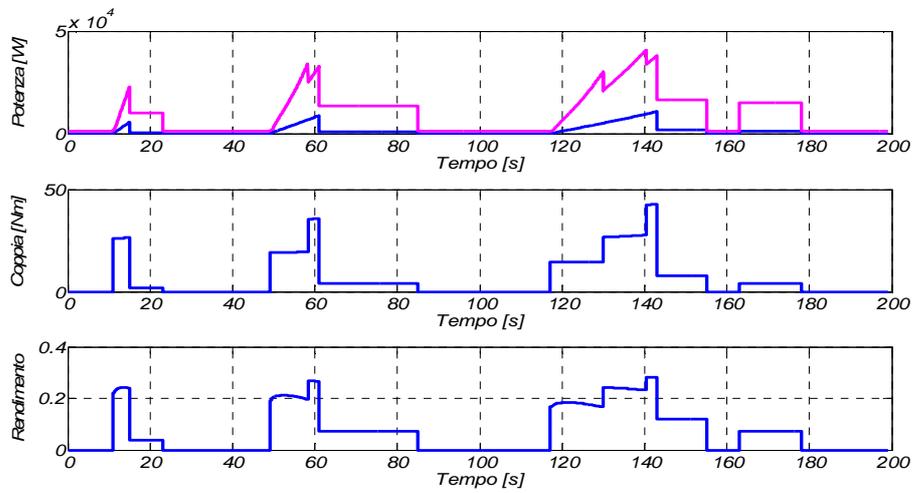


Fig. C.22 Potenza, coppia e rendimento del motore termico nel ciclo ECE-15,  $u=0.1$ .

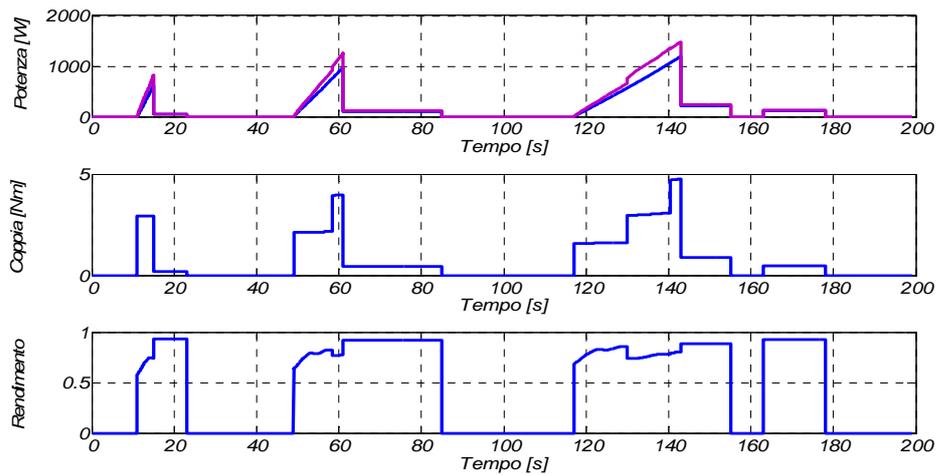


Fig. C.23 Potenza, coppia e rendimento del motore elettrico nel ciclo ECE-15,  $u=0.1$ .

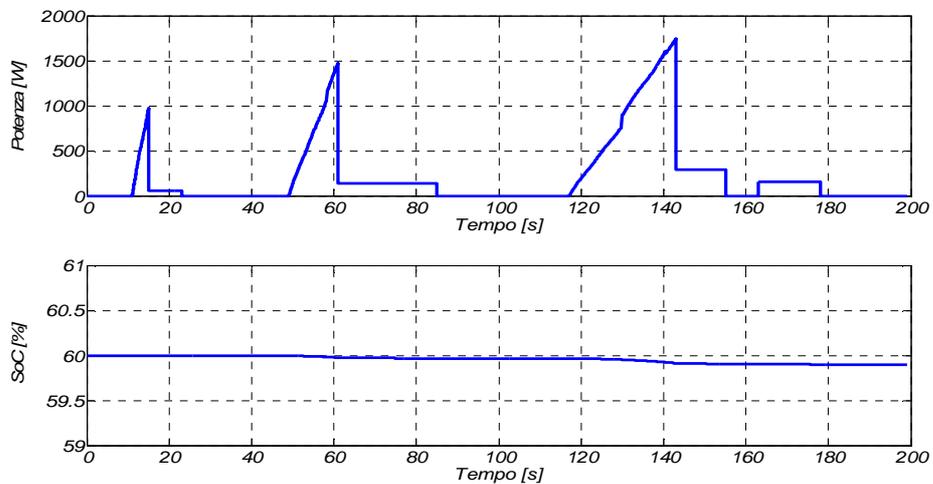


Fig. C.24 Potenza e SoC della batteria nel ciclo ECE-15,  $u=0.1$ .

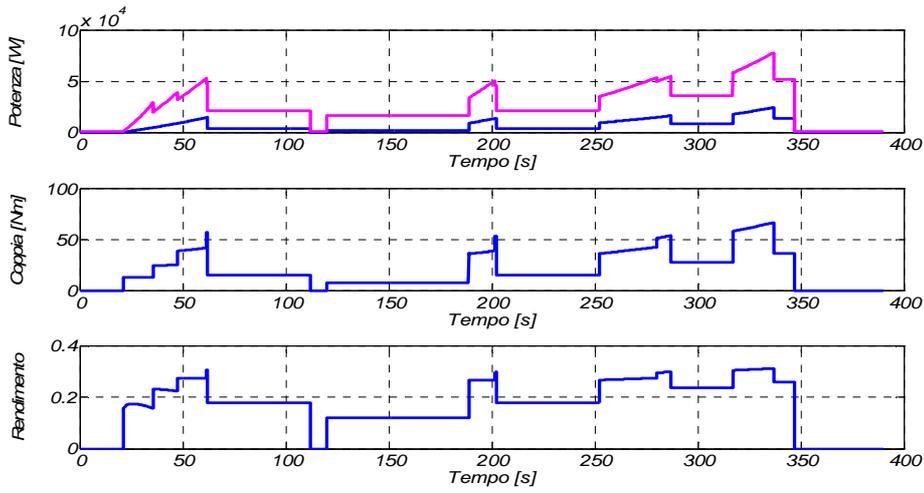


Fig. C.25 Potenza, coppia e rendimento del motore termico nel ciclo EUDC,  $u=0.1$ .

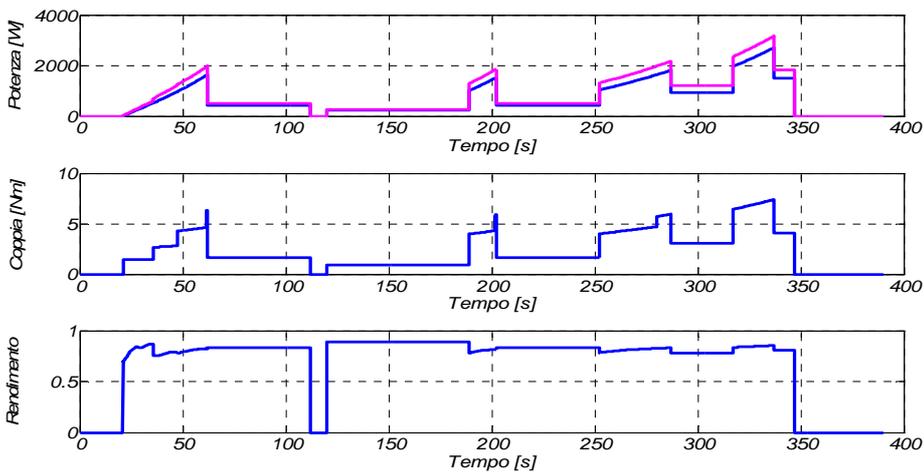


Fig. C.26 Potenza, coppia e rendimento del motore elettrico nel ciclo EUDC,  $u=0.1$ .

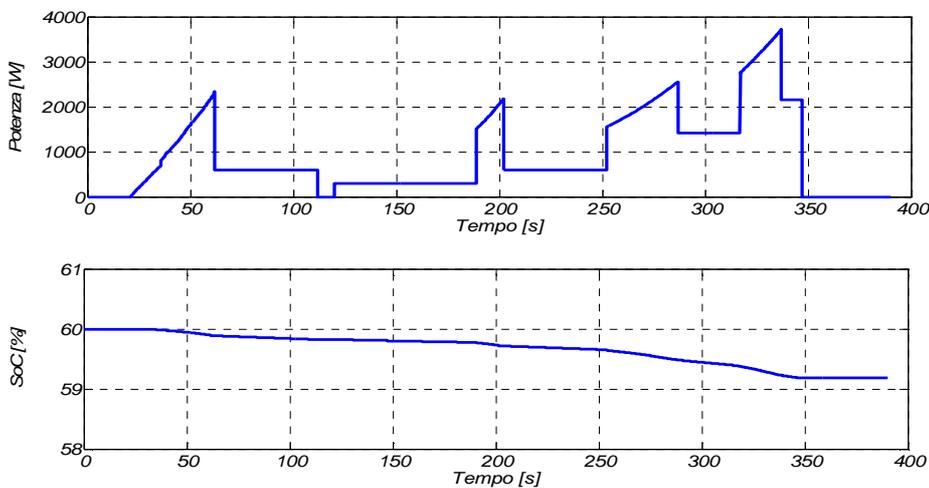


Fig. C.27 Potenza e SoC della batteria nel ciclo EUDC,  $u=0.1$ .

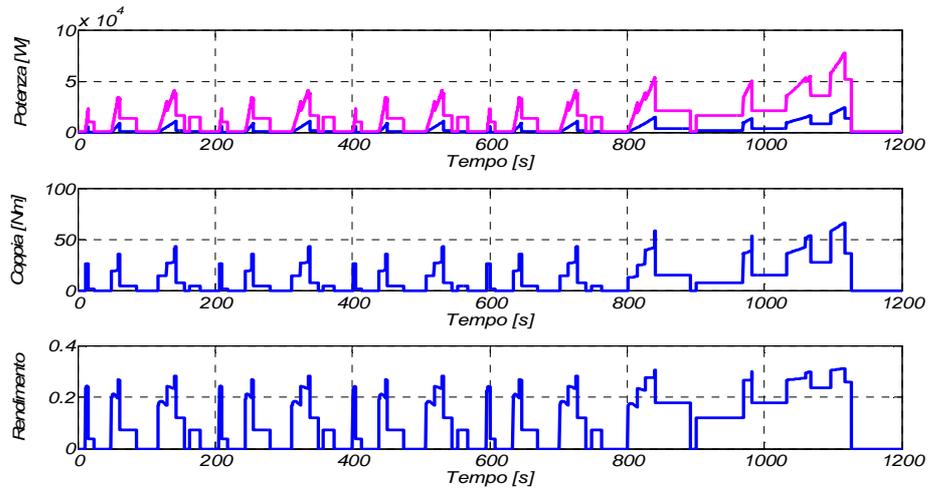


Fig. C.28 Potenza, coppia e rendimento del motore termico nel ciclo NEDC,  $u=0.1$ .

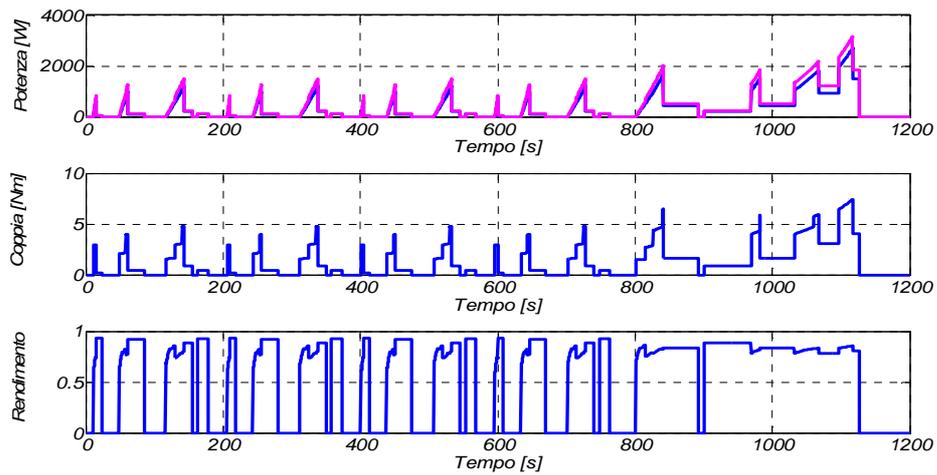


Fig. C.29 Potenza, coppia e rendimento del motore elettrico nel ciclo NEDC,  $u=0.1$ .

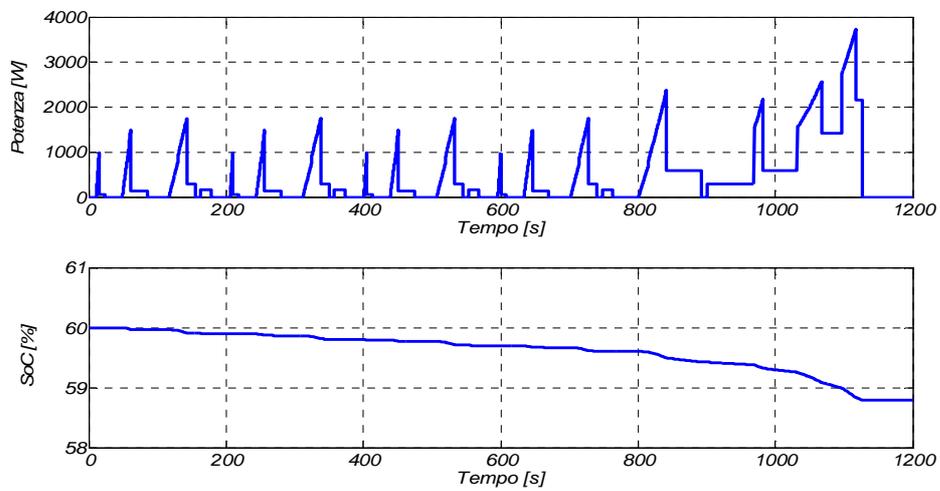


Fig. C.30 Potenza e SoC della batteria nel ciclo NEDC,  $u=0.1$ .

Le tabelle che seguono contengono i dati sulle prestazioni complessive del veicolo relativamente al funzionamento con rapporto di coppia costante.

Tabella C.1 u=0.1

	ECE-15	EUDC	NEDC
$l_u$ [km/l]	14.81	19.87	17.64
$\bar{\eta}_G$ [%]	13.57	20.25	16.51
$E_{DC}$ [J]	$2.807 \cdot 10^5$	$2.309 \cdot 10^6$	$3.435 \cdot 10^6$
$E_G$ [J]	$1.874 \cdot 10^6$	$9.578 \cdot 10^6$	$1.693 \cdot 10^7$
$E_B$ [J]	$4.293 \cdot 10^4$	$2.958 \cdot 10^5$	$4.421 \cdot 10^5$
$E_{RB}$ [J]	0	0	0
$\xi_G$ [%]	15	23.39	19.76
$C_u$ [kJ/km]	1803	1428	1589

Tabella C.2 u=0.2

	ECE-15	EUDC	NEDC
$l_u$ [km/l]	15.43	21.18	18.62
$\bar{\eta}_G$ [%]	12.69	19.15	15.54
$E_{DC}$ [J]	$2.807 \cdot 10^5$	$2.309 \cdot 10^6$	$3.435 \cdot 10^6$
$E_G$ [J]	$1.761 \cdot 10^6$	$8.983 \cdot 10^6$	$1.605 \cdot 10^7$
$E_B$ [J]	$7.228 \cdot 10^4$	$5.824 \cdot 10^5$	$8.722 \cdot 10^5$
$E_{RB}$ [J]	0	0	0
$\xi_G$ [%]	15.31	24.14	20.29
$C_u$ [kJ/km]	1825	1384	1547

Tabella C.3 u=0.3

	ECE-15	EUDC	NEDC
$l_u$ [km/l]	16.12	22.68	19.71
$\bar{\eta}_G$ [%]	11.73	17.92	14.46
$E_{DC}$ [J]	$2.807 \cdot 10^5$	$2.309 \cdot 10^6$	$3.435 \cdot 10^6$
$E_G$ [J]	$1.688 \cdot 10^6$	$8.390 \cdot 10^6$	$1.516 \cdot 10^7$
$E_B$ [J]	$1.070 \cdot 10^5$	$8.527 \cdot 10^5$	$1.281 \cdot 10^6$
$E_{RB}$ [J]	0	0	0
$\xi_G$ [%]	15.64	24.99	20.89
$C_u$ [kJ/km]	1787	1337	1503

Tabella C.4 u=0.4

	ECE-15	EUDC	NEDC
$l_u$ [km/l]	16.87	24.41	20.95
$\bar{\eta}_G$ [%]	10.67	16.51	13.25
$E_{DC}$ [J]	$2.807 \cdot 10^5$	$2.309 \cdot 10^6$	$3.435 \cdot 10^6$
$E_G$ [J]	$1.614 \cdot 10^6$	$7.797 \cdot 10^6$	$1.427 \cdot 10^7$
$E_B$ [J]	$1.417 \cdot 10^5$	$1.125 \cdot 10^6$	$1.693 \cdot 10^6$
$E_{RB}$ [J]	0	0	0
$\xi_G$ [%]	15.98	25.89	21.51
$C_u$ [kJ/km]	1748	1290	1460

Tabella C.5 u=0.5

	ECE-15	EUDC	NEDC
$l_u$ [km/l]	17.69	26.43	22.35
$\bar{\eta}_G$ [%]	9.48	14.90	11.87
$E_{DC}$ [J]	$2.807 \cdot 10^5$	$2.309 \cdot 10^6$	$3.435 \cdot 10^6$
$E_G$ [J]	$1.541 \cdot 10^6$	$7.203 \cdot 10^6$	$1.339 \cdot 10^7$
$E_B$ [J]	$1.759 \cdot 10^5$	$1.395 \cdot 10^6$	$2.100 \cdot 10^6$
$E_{RB}$ [J]	0	0	0
$\xi_G$ [%]	16.34	26.86	22.17
$C_u$ [kJ/km]	1710	1244	1416

**C.5 Controllo del motore termico.**

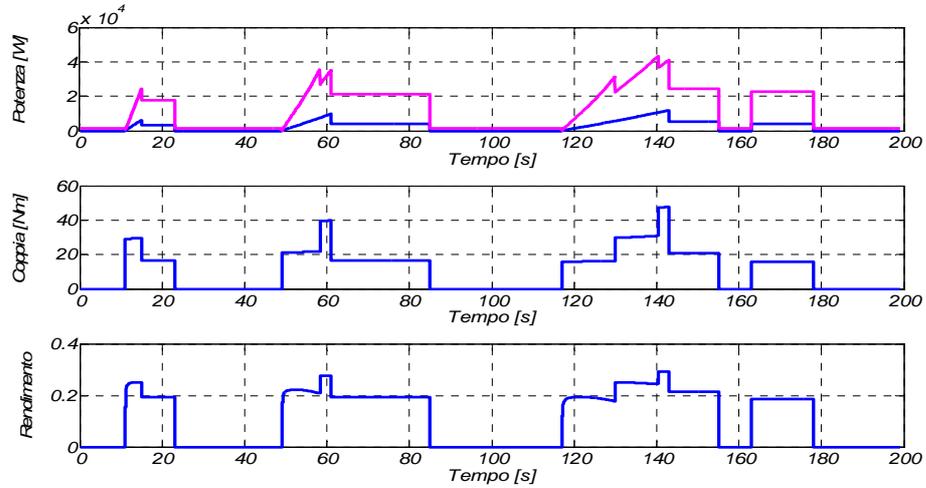


Fig. C.31 Potenza, coppia e rendimento del motore termico nel ciclo ECE-15,  $P_{add}=3000W$ .

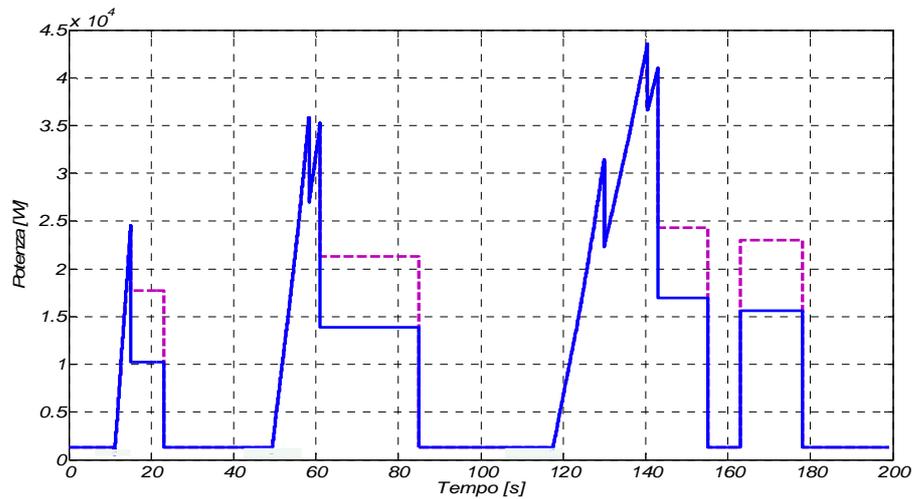


Fig. C.32 Potenza del motore termico nel ciclo ECE-15,  $P_{add}=3000W$ .

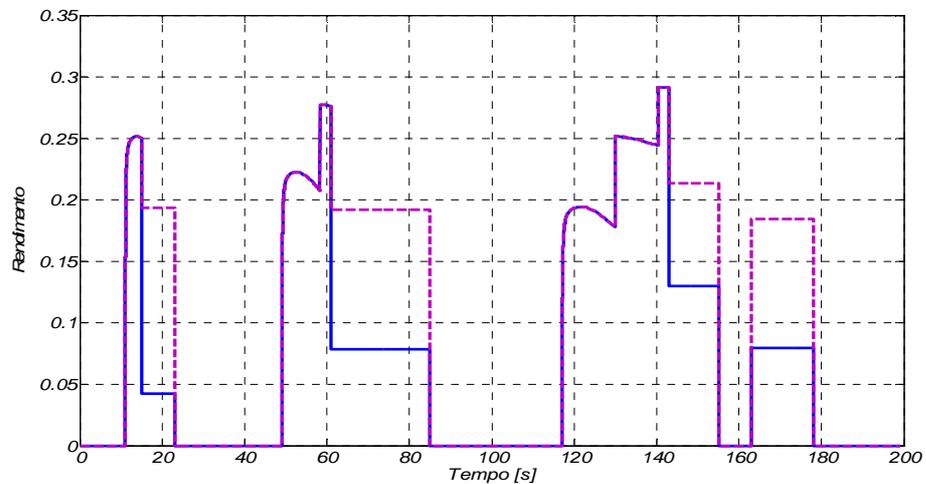


Fig. C.33 Rendimento del motore termico nel ciclo ECE-15,  $P_{add}=3000W$ .

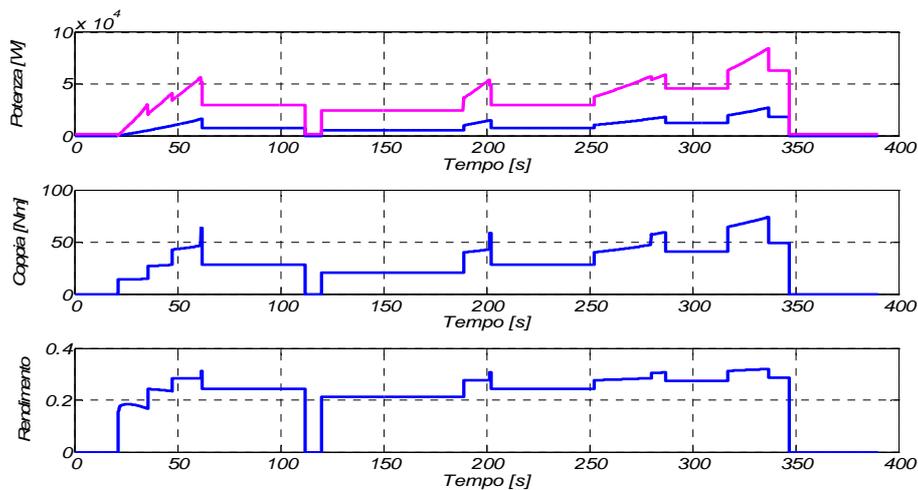


Fig. C.34 Potenza, coppia e rendimento del motore termico nel ciclo EUDC,  $P_{add}=3000W$ .

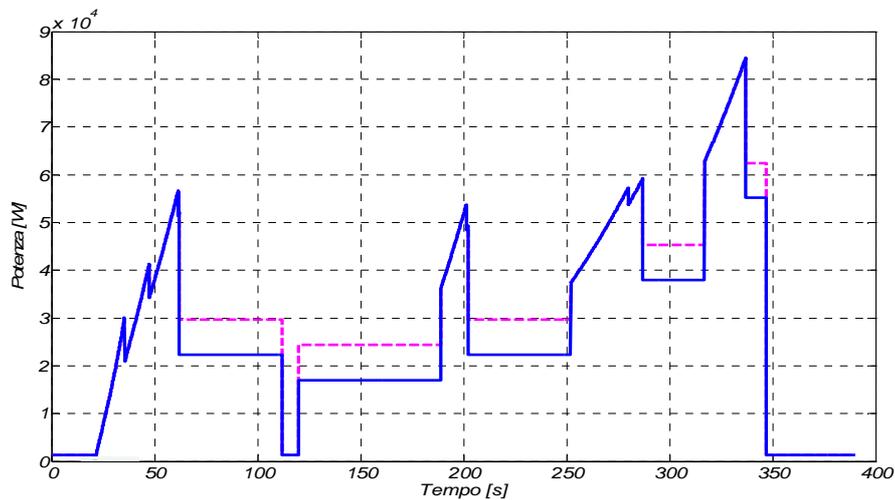


Fig. C.35 Potenza del motore termico nel ciclo EUDC,  $P_{add}=3000W$ .

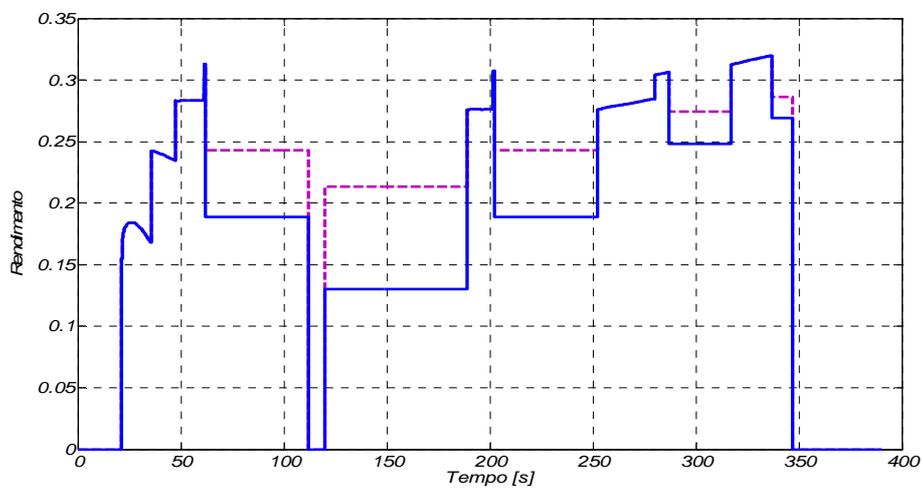


Fig. C.36 Rendimento del motore termico nel ciclo EUDC,  $P_{add}=3000W$ .

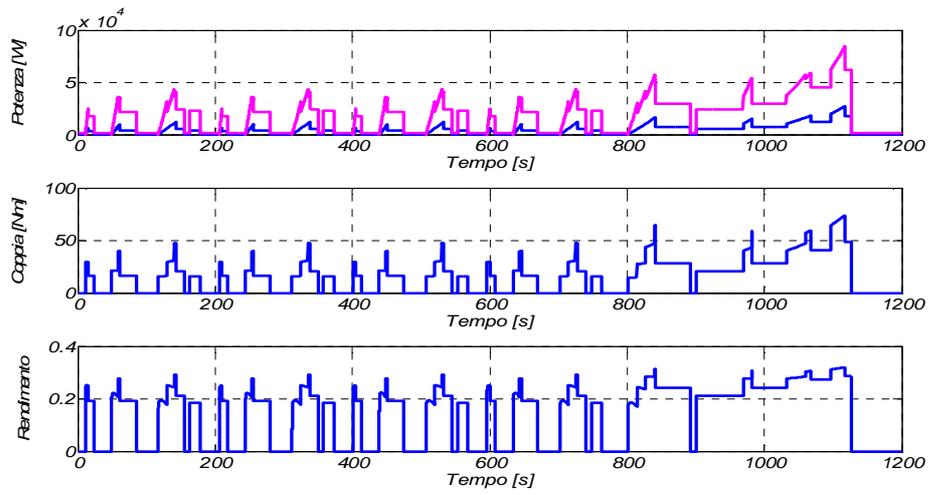


Fig. C.37 Potenza, coppia e rendimento del motore termico nel ciclo NEDC,  $P_{add}=3000W$ .

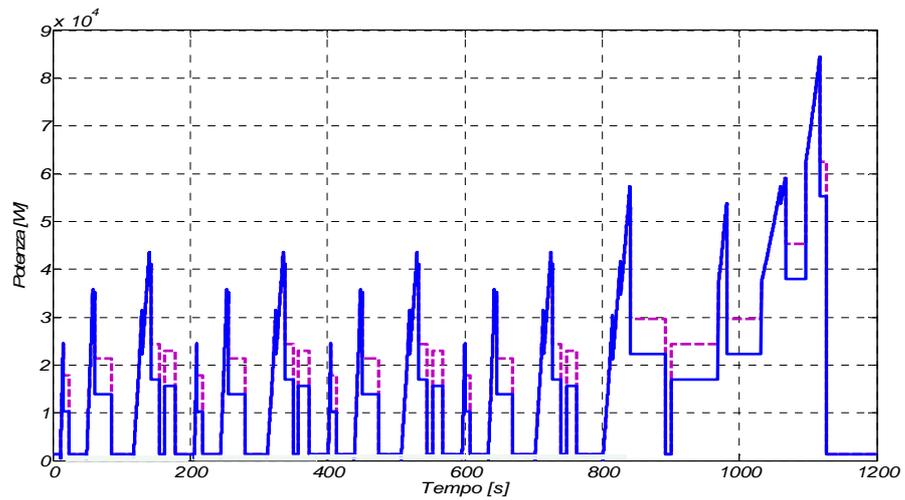


Fig. C.38 Potenza del motore termico nel ciclo NEDC,  $P_{add}=3000W$ .

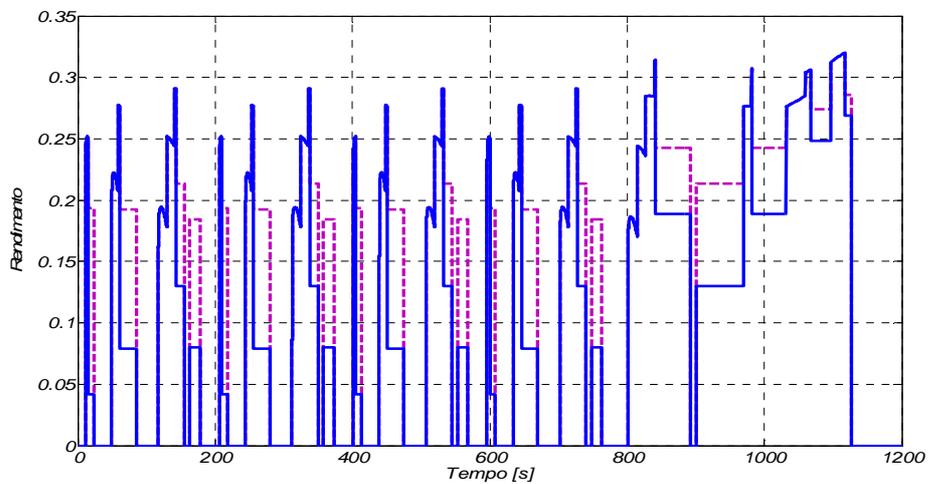


Fig. C.39 Rendimento del motore termico nel ciclo NEDC,  $P_{add}=3000W$ .

### C.6 Frenata rigenerativa.

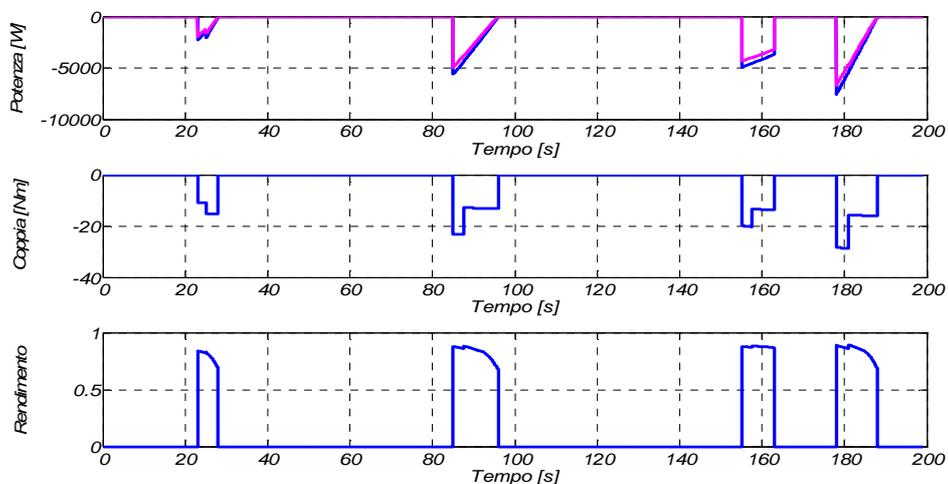


Fig. C.40 Potenza, coppia e rendimento del generatore elettrico nel ciclo ECE-15.

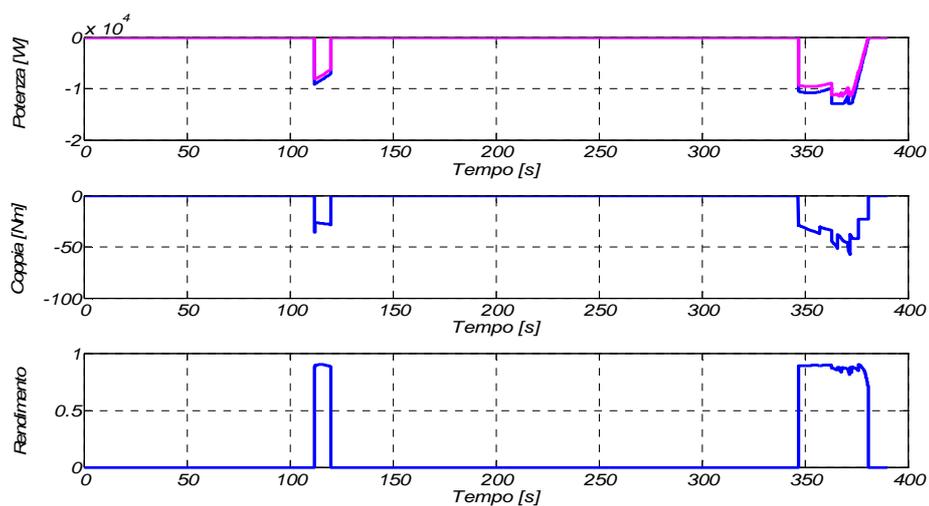


Fig. C.41 Potenza, coppia e rendimento del generatore elettrico nel ciclo EUDC.

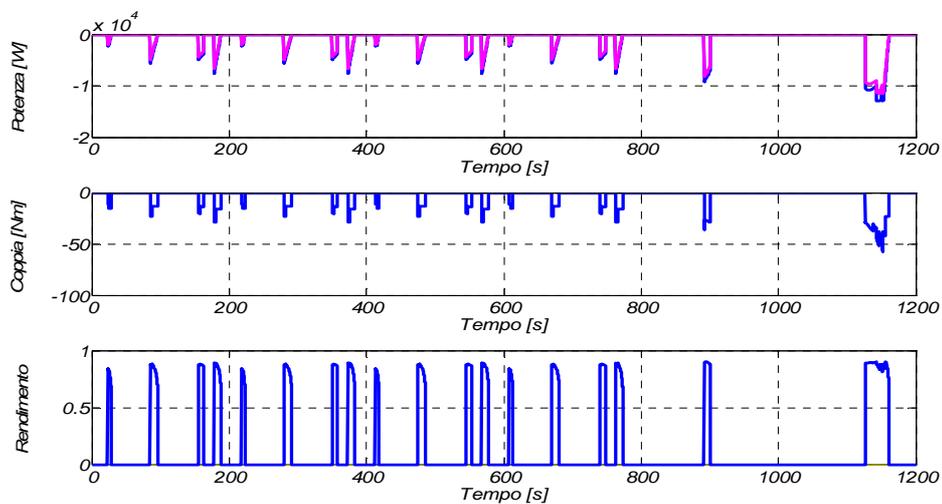


Fig. C.42 Potenza, coppia e rendimento del generatore elettrico nel ciclo NEDC.

**C.7 Carica delle batterie.**

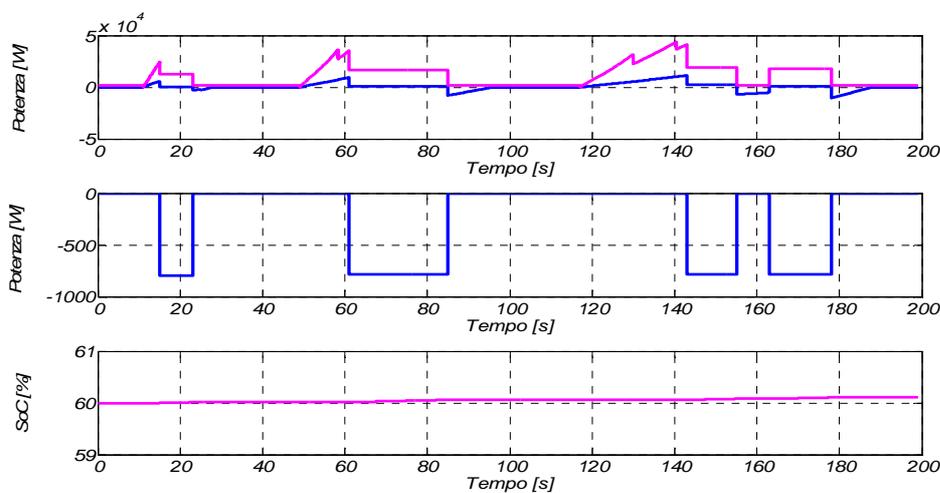


Fig. C.43 Potenza del motore termico, potenza del generatore e SoC nel ciclo ECE-15,  $P_{add}=1000W$ .

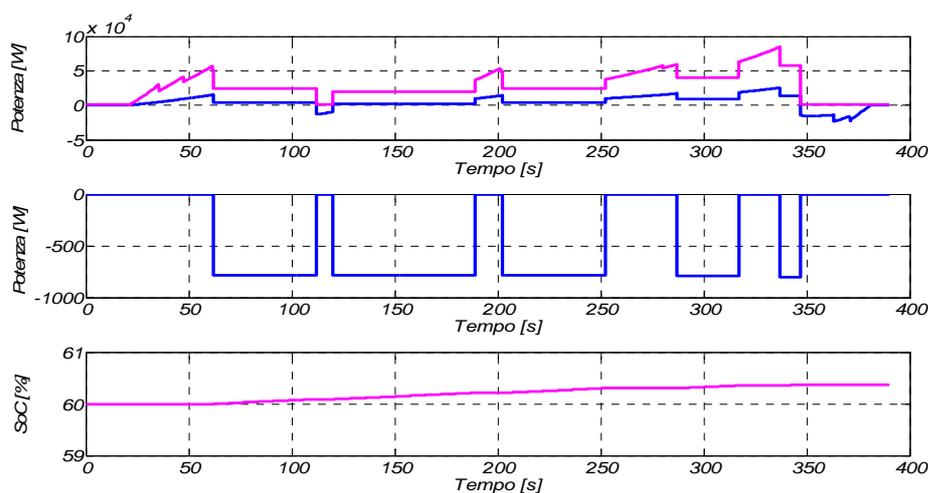


Fig. C.44 Potenza del motore termico, potenza del generatore e SoC nel ciclo EUDC,  $P_{add}=1000W$ .

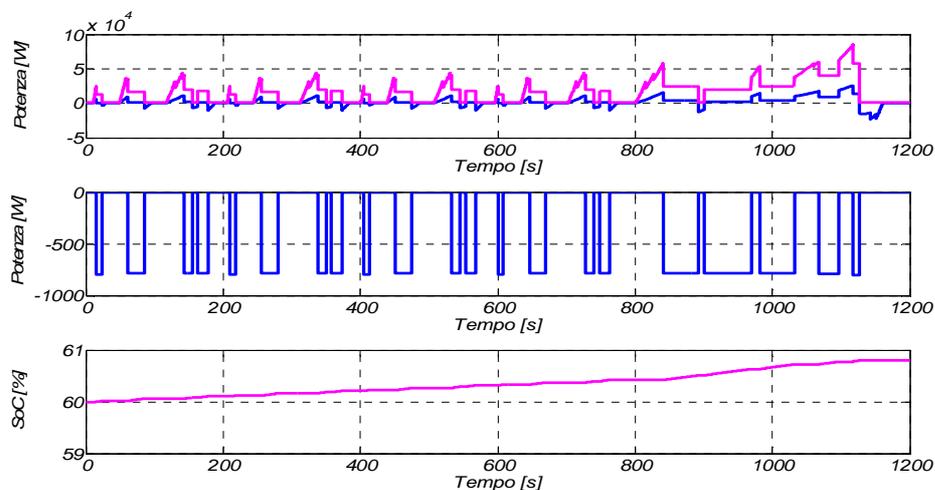


Fig. C.45 Potenza del motore termico, potenza del generatore e SoC nel ciclo NEDC,  $P_{add}=1000W$ .

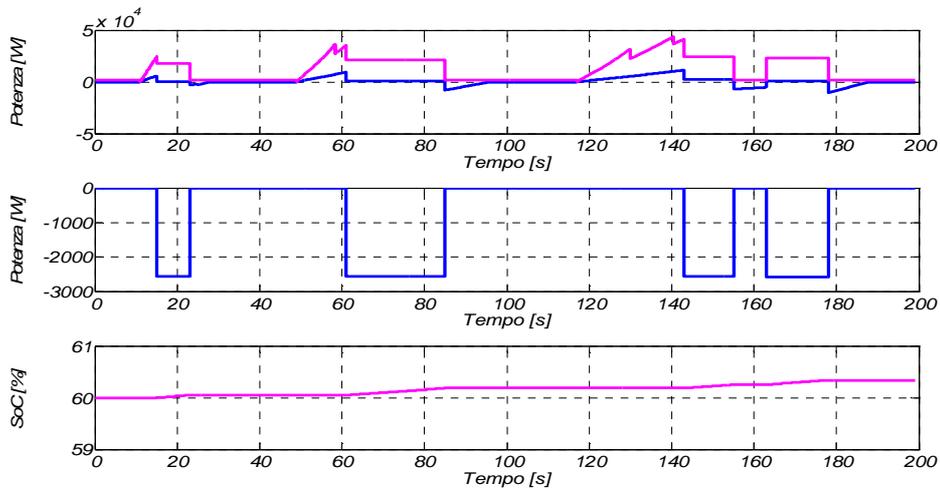


Fig. C.46 Potenza del motore termico, potenza del generatore e SoC nel ciclo ECE-15,  $P_{add}=3000W$ .

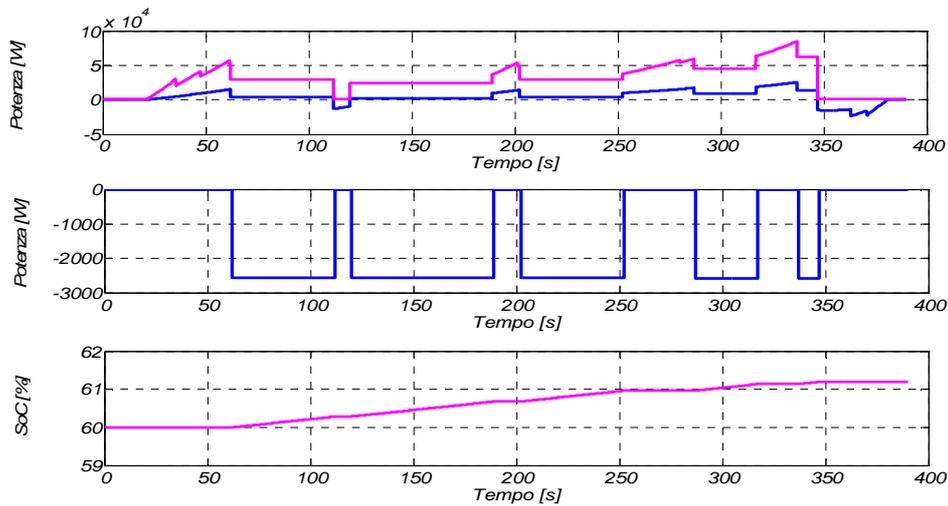


Fig. C.47 Potenza del motore termico, potenza del generatore e SoC nel ciclo EUDC,  $P_{add}=3000W$ .

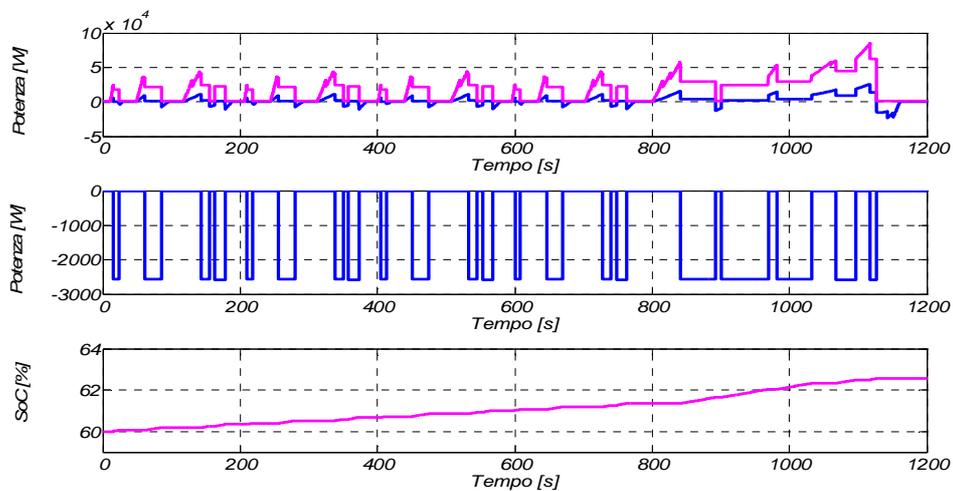


Fig. C.48 Potenza del motore termico, potenza del generatore e SoC nel ciclo NEDC,  $P_{add}=3000W$ .

**C.8 Strategia completa.**

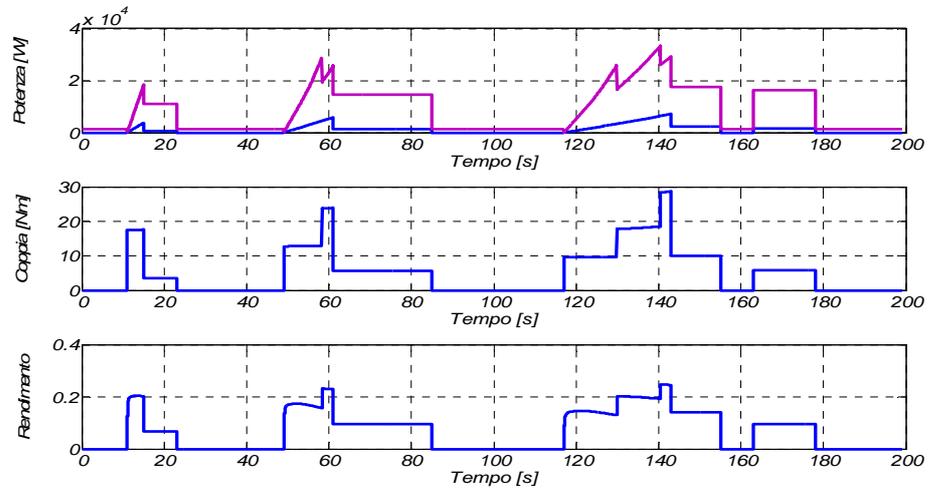


Fig. C.49 Potenza, coppia e rendimento del motore termico nel ciclo ECE-15-

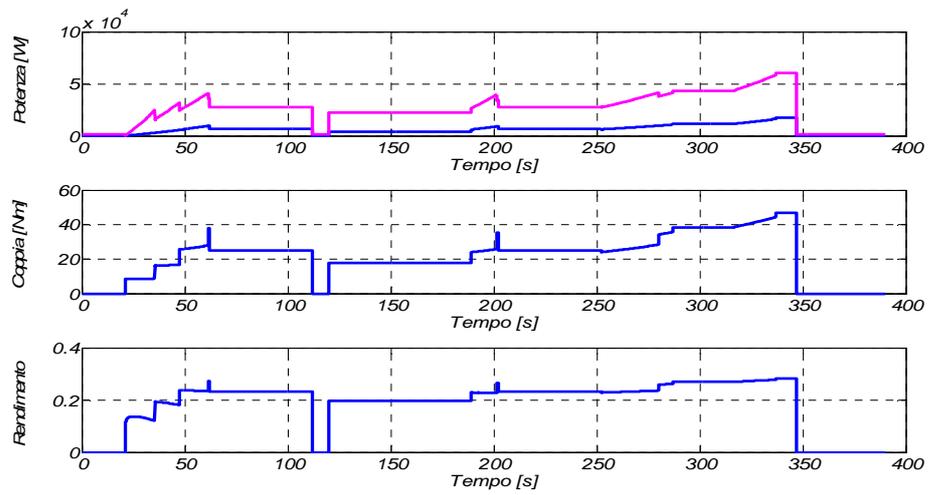


Fig. C.50 Potenza, coppia e rendimento del motore termico nel ciclo EUDC.

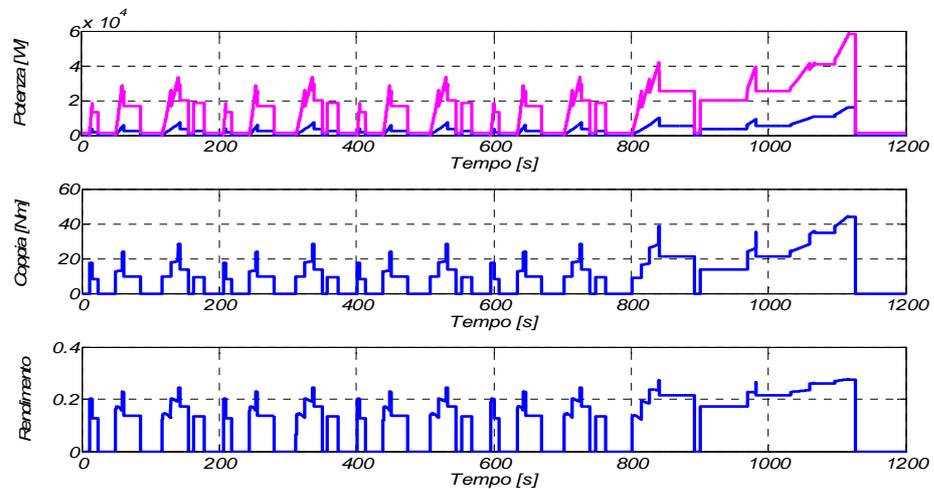


Fig. C.51 Potenza, coppia e rendimento del motore termico nel ciclo NEDC.

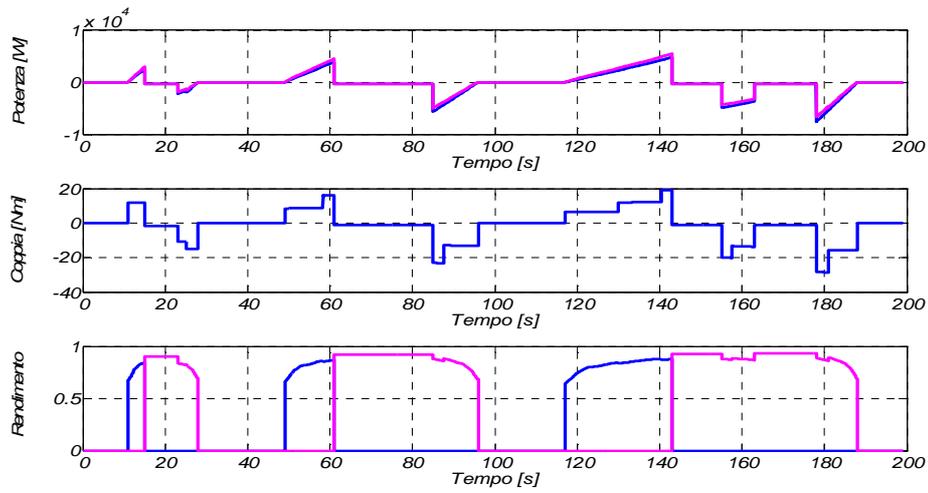


Fig. C.52 Potenza, coppia e rendimento della macchina elettrica nel ciclo ECE-15.

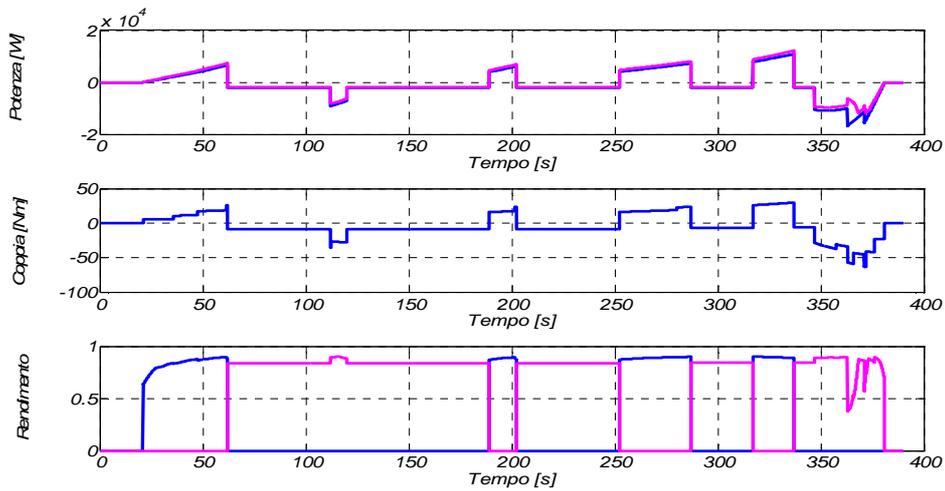


Fig. C.53 Potenza, coppia e rendimento della macchina elettrica nel ciclo EUDC.

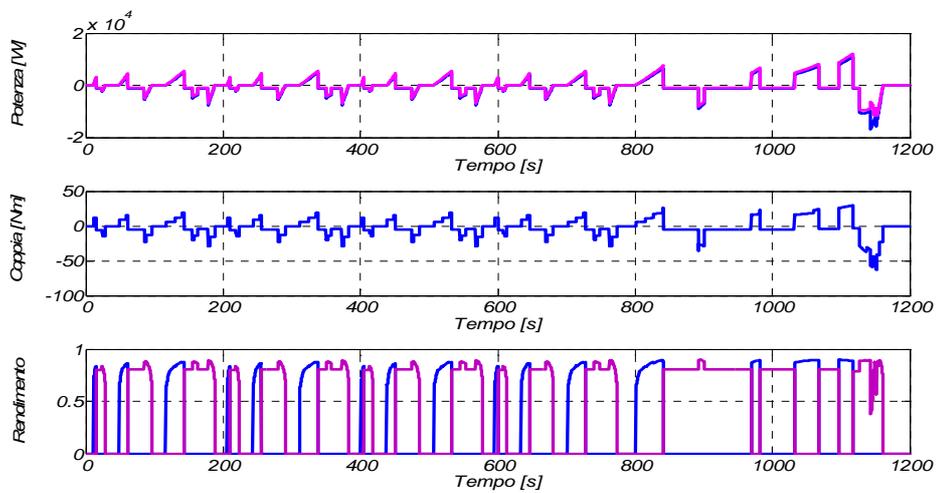


Fig. C.54 Potenza, coppia e rendimento della macchina elettrica nel ciclo NEDC.

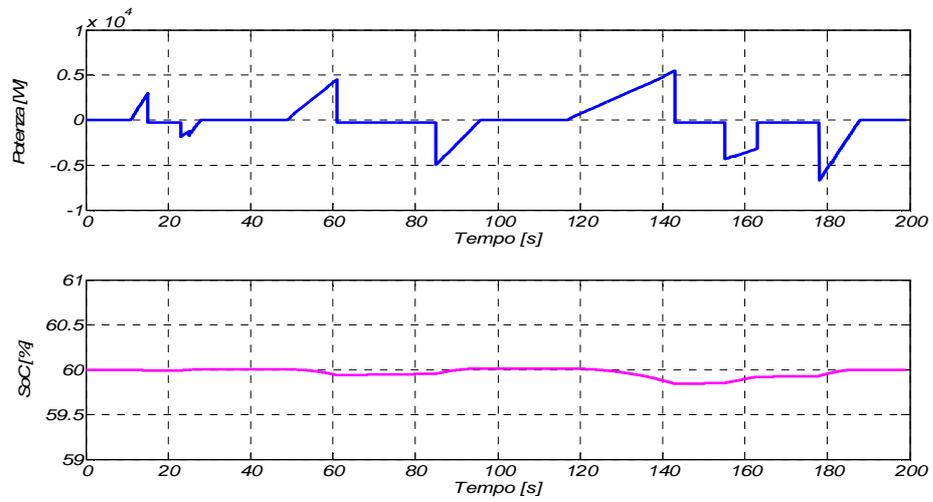


Fig. C.55 Potenza e stato di carica delle batterie nel ciclo ECE-15.

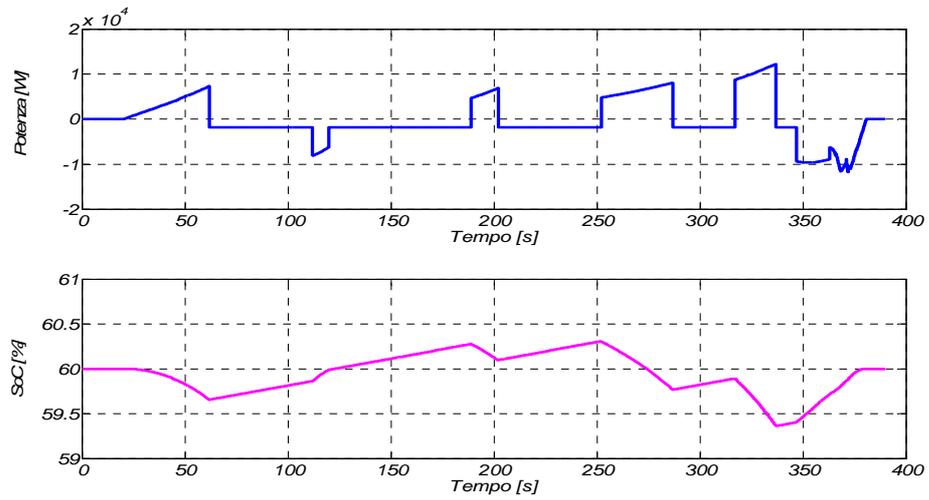


Fig. C.56 Potenza e stato di carica delle batterie nel ciclo EUDC.

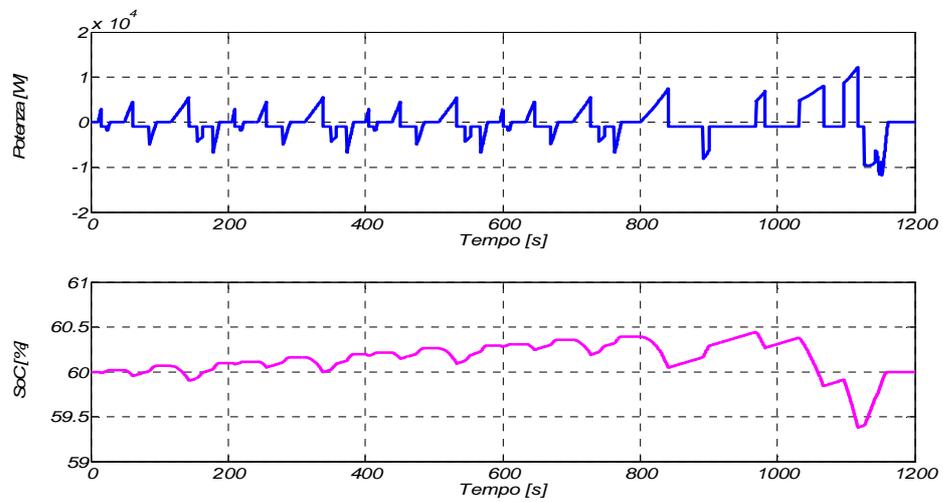


Fig. C.57 Potenza e stato di carica delle batterie nel ciclo NEDC.



# Bibliografia

---

- [1] W.Jong-Seob, R.Langari, M.Ehsani, “*An energy management and charge sustaining strategy for a parallel hybrid vehicle with CVT*”, IEEE Transaction on Control System Technology, vol.13, n.2, pp. 313-320, marzo 2005.
- [2] H.Xiaolai, M.Parten, T.Maxwell, “*Energy Management Strategies for a Hybrid Electric Vehicle*”, IEEE Conference on Vehicle Power and Propulsion, vol.7, n.9, pp. 536–540, settembre 2005.
- [3] H.D.Lee, S.K.Sul, “*Fuzzy-logic-based torque control strategy for parallel-type hybrid electric vehicle*”, IEEE Transactions on Industrial Electronics, vol.45, n.4, pp.625–632, agosto 2002.
- [4] H.D.Lee, E.S.Koo, S.K.Sul, J.S.Kim, H.Ikeda, S.Shinohara, H-Yoshida, “*Torque control strategy for a parallel-hybrid vehicle using fuzzy logic*”, IEEE Industry Applications Magazine, vol.6, n.6, pp. 33–38, gennaio 2006.
- [5] W.Jong-Seon, R.Langari, “*Intelligent energy management agent for a parallel hybrid vehicle*”, American Control Conference 2003, proceedings of the 2003, vol.3, n.4, pp. 2560–2565, maggio 2005.
- [6] J.Larminie, J.Lowry, “*Electric vehicle technology explained*”, Wiley, 2003.
- [7] M.Salman, N.J.Schouten, N.A.Kheir, “*Control strategies for parallel hybrid vehicles*”, American Control Conference 2000, proceedings of the 2000, vol.1, n.1, pp. 524-528, settembre 2000.

- [8] P.Bowles, H.Peng, X.Zhang, “*Energy Management in a Parallel Hybrid Electric Vehicle With a Continuously Variable Transmission*”, American Control Conference 2000, proceedings of the 2000, vol.1, n.1, pp. 55-59, giugno 2000.
- [9] I.Kolmanovsky, M.Van Nieuwstadt, J.Sun, “*Optimization of complex powertrain systems for fuel economy and emissions*”, International Conference on Control Applications 1999, proceedings of the 1999, vol.1, n.1, pp. 833–839, agosto 1999.
- [10] O.Kyoungcheol, K.Jeongmin, K.Dongho, C.Donghoon, K.Hyunsoo, “*Optimal power distribution control for parallel hybrid electric vehicles*”, IEEE International Conference on Vehicular Electronics and Safety, pp. 79-85, ottobre 2005.
- [11] G.Paganelli, S.Delprat, T.M.Guerra, J.Rimoux, J.J.Santin, “*Equivalent consumption minimization strategy for parallel hybrid powertrains*”, IEEE Vehicular Technology Conference 2002, vol.4, n.2, pp. 2076-2081, giugno 2002.
- [12] R.Fellini, N.Michelena, P.Papalambros, M. Sasena, “*Optimal design of automotive hybrid powertrain systems*”, First International Symposium On Environmentally Conscious Design and Inverse Manufacturing 1999 Proceedings, pp.400-405, febbraio 1999.
- [13] S.Delprat, T.M.Guerra, G.Paganelli, J.Lauber, M.Delhom, “*Control strategy optimization for an hybrid parallel powertrain*”, American Control Conference, 2001, proceedings of the 2001, vol.2, n.3, pp. 1315–1320, maggio 2001.
- [14] L.V.Perez, G.R.Bossio, D.Moitre, G.O.Garcia, “*Optimization of power management in an hybrid electric vehicle using dynamic programming*”, Applied and computational mathematics - selected papers of the fifth PanAmerican workshop, vol.73, n.1, pp. 244-254, novembre 2006.
- [15] C.C.Lin, Z.Fillipi, Y.Wang, L.Louca, H.Peng, D.Assanis, J.Stein, “*Integrated, Feed-Forward Hybrid Electric Vehicle Simulation in SIMULINK and its Use for Power Management Studies*”, SAE Paper, n. 2001-01-1334, 2001.
- [16] S.Delprat, T.M.Guerra, J.Rimoux, “*Control strategies for hybrid vehicles: synthesis and evaluation*”, 58<sup>th</sup> Vehicular Technology Conference 2003, vol.5, n.6, pp. 3264-3250, ottobre 2005.
- [17] Y.Zhang, C.Mi, “*Performance Modeling and Optimization of a Novel Multi-mode Hybrid Powertrain*”, Journal of Mechanical Design, vol.128, n.1, pp 79-89, gennaio 2006.

- 
- [18] Z.Yuan, C.Yaobin, W.Zhihong, W.Aihua, “*Optimisation design of an energy management strategy for hybrid vehicles*”, International Journal of Alternative Propulsion 2006, vol.1, n.1, pp. 47-62, giugno 2006.
- [19] G.Paganelli, T.Guerra, S.Delprat, M.Delhom, E.Combes, “*Simulation and Assessment of Power Control Strategies for a Parallel Hybrid Car*”, Proceedings of the 1<sup>st</sup> MECH E Part D Journal of Automobile Engineering, vol. 214, n.7, pp. 705-717, ottobre 2000.
- [20] S.R.Cikanek, K.E.Bailey, R.C.Baraszu, B.K.Powell, “*Control system and dynamic model validation for a parallel hybrid electric vehicle*”, American Control Conference, Proceedings of the 1999, vol.2, n. 2-4, pp. 1222-1227, giugno 1999.
- [21] S.D.Farrall, A.S.Cherry, R.P.Jones, “*Fuzzy control applied to automotive vehicles*”, IEEE Colloquium on Two Decades of Fuzzy Control - Part 1, vol.1, n.3, pp. 1-4, maggio 1993.
- [22] John Miller, “*Propulsion system for hybrid vehicles*”, The institution of electrical engineers.
- [23] R.Della Volpe, M.Magliaccio, “*Motori a combustione interna per autotrazione, elementi di macchine*”, Liguori editore, Napoli
- [24] S.D.Farrall, R.P.Jones, “*Energy management in an automotive electric/heat engine hybrid powertrain using fuzzy decision making*”, IEEE International Symposium on Intelligent Control, vol.25, n.27, pp. 463-468, agosto 1993.
- [25] S.R.Cikanek, K.E.Bailey, B.K.Powell, “*Parallel hybrid electric vehicle dynamic model and powertrain control*”, American Control Conference, 1997 Proceedings of the 1997, vol.1, n.4, pp.684-688, giugno 1997.
- [26] S.Delprat, J.Lauber, T.M.Guerra, J.Rimoux, “*Control of a parallel hybrid powertrain: optimal control*”, IEEE Transaction on Vehicular Technology, vol. 53, n.3, pp 872-881, maggio 2004.
- [27] G.Rizzoni, L.Guzzella, B.M.Baumann, “*Unified modeling of hybrid electric vehicle drivetrains*”, IEEE Transactions on Mechatronics, vol.4, n.3, pp. 246-257, settembre 1999.
- [28] G.Steinmayer, L.Del Re, “*Optimal control of dual power sources*”, IEEE International Conference on Control Applications, Proceedings of the 2001, vol.3, n.2, pp.422-427, settembre 2001.
-

- [29] J.oon-II, J.Sung-Tae, P.Yeong-II, J.M.Lee, “*Multi-mode driving control of a parallel hybrid electric vehicle using driving pattern recognition*”, Journal of dynamic systems, measurement, and control, vol.124, n.1, pp.141-149, ottobre 2003.
- [30] M. Ehsani, Y. Gao, E.Gay, A. Emadi, “*Modern electric, hybrid electric and fuel cell vehicles. Fundamentals, theory and design*”, CRC press.
- [31] S.M Lukic, A. Emadi, “*Effects of drivetrain hybridization on fuel economy and dynamic performance of parallel hybrid electric vehicles*” IEEE Transactions on Vehicular Technology, vol. 53, n. 2, pp, 385–389, dicembre 2005.
- [32] K.Butler, M.Ehsani, P.Kamath, “*A Matlab-based modeling and simulation package for electric and hybrid electric vehicle design*”, IEEE Transactions on Vehicular Technology, vol.48, n.6, pp. 1770-1778, novembre 1999.
- [33] D.Y.Jung, B.H.Lee, S.W.Kim, “*Development of battery management system for nickel-metal hydride batteries in electric vehicle applications*”, Journal of Power Sources, vol.109, n.1, pp 1-10, giugno 2002.
- [34] Y.Gao; M.Ehsani, “*A torque and speed coupling hybrid drivetrain-architecture, control, and simulation*”, IEEE Transactions on Power Electronics, vol.21, n.3, pp. 741-748, maggio 2006.
- [35] A:Boxali, M.Demirci, T.Acarman, L.Guvenc, O.Tur, H.Ucarol, B.Kiray, E.Ozatay, “*Modeling and Control of a Four Wheel Drive Parallel Hybrid Electric Vehicle*”, IEEE International Conference on Control Applications, pp. 155-162, ottobre 2006.
- [36] S.Delprat, T.M.Guerra, J.Rimoux, “*Optimal control of a parallel powertrain: from global optimization to real time control strategy*”, Vehicular Technology Conference, vol.4, n.3, pp. 2082-2088, marzo 2002.
- [37] B.K.Powell, K.E.Bailey, S.R:Cikanek, “*Dynamic modeling and control of hybrid electric vehicle powertrain systems*”, IEEE Control Systems Magazine, vol.18, n.5, pp.17-33, ottobre 1998.
- [38] P.Pisu, G.Rizzoni, “*A Comparative Study Of Supervisory Control Strategies for Hybrid Electric Vehicles*”, IEEE Transactions on Control Systems Technology, vol.15, n.3, pp.506-518, maggio 2007.
- [39] C.Grelle, L.Ippolito, V.Loia, P.Siano, “*Agent-based architecture for designing hybrid control systems*”, Information Sciences, vol. 176, n.8, pp.1103-1130, maggio 2006.

- 
- [40] M.Koot, J.Kessels, B.De Heemels, W.Van den Bosch, P.Steinbuch, “*Energy management strategies for vehicular electric power systems*”, IEEE Transaction on Vehicular Technology, vol.54, n.3, pp.771- 782, maggio 2005.
- [41] P.Pisu, K.Koprubasi, G.Rizzoni, “*Energy Management and Drivability Control Problems for Hybrid Electric Vehicles*”, Proceedings of the 44th IEEE Conference on Decision and Control, vol.12, n.15, pp.1824-1830, maggio 2005.
- [42] M.Amrhein, P.T.Krein, “*Dynamic simulation for analysis of hybrid electric vehicle system and subsystem interactions, including power electronics*”, IEEE Transactions on Vehicular Technology, vol.54, n.3, pp. 825- 836, maggio 2005.
- [43] G.H.Morteza Montazeri, A.Poursamad, B.Ghalichi, “*Application of genetic algorithm for optimization of control strategy in parallel hybrid electric vehicles*”, Journal of the Franklin Institute, vol. 343, n.4-5, pp 420-435, agosto 2006.
- [44] Yuan Zhu Yaobin Chen Guangyu Tian Hao Wu Quanshi Chen, “*A four-step method to design an energy management strategy for hybrid vehicles*”, American Control Conference. Proceedings of the 2004, vol.1, n.4, pp. 156- 161, luglio 2004.
- [45] A.Sciarretta, M.Back, L.Guzzella, “*Optimal control of parallel hybrid electric vehicles*”, IEEE Transactions on Control Systems Technology, vol.12, n.4, pp. 352-363, maggio 2004.
- [46] K.Koprubasi, J.M.Morbitzer, E.R.Westervelt, G.Rizzoni, “*Toward a framework for the hybrid control of a multi-mode hybrid-electric driveline*”, American Control Conference, vol.1, n.5, pp 1-6, giugno 2006.
- [47] H.A.Vahidi, A.Phillips, A.M.Kuang, M.L.Kolmanovsky, “*Predictive energy management of a power-split hybrid electric vehicle*”, American Control Conference. 2009, vol.2, n.3, pp.3970-3976, giugno 2009.



# *Ringraziamenti*

---

Rivolgo il primo e più importante ringraziamento a tutta la mia famiglia che mi ha sempre sostenuto e mi ha offerto l'opportunità di raggiungere questo importante obiettivo: sono particolarmente grato a mia madre e a mio fratello che rappresentano, e sempre rappresenteranno, l'unica assoluta certezza della mia vita. Una nomina particolare la merita mio padre, a cui tutto questo lavoro è dedicato: il suo esempio, per quanto breve, costituisce una delle colonne portanti della mia vita.

Un altro doveroso ringraziamento lo rivolgo ai miei amici che, seppur in maniera meno diretta, mi sono sempre rimasti vicino ed hanno condiviso con me giornate di studio, gioie ma anche momenti difficili.

Un ultimo, ma non per questo meno importante, ringraziamento lo rivolgo a tutte le persone con cui ho avuto l'opportunità di collaborare: tra tutti desidero ringraziare l'Ing. Manuele Bertoluzzo ed il Prof. Alberto Doria per la disponibilità e l'attenzione prestatami durante lo svolgimento di questo lavoro.