

POLITECNICO DI TORINO

Corso di Laurea Magistrale in
Ingegneria Meccanica

Tesi di Laurea Magistrale

Modellazione di un Powertrain Ibrido ad uso
motociclistico con Strategia di Energy
Management di tipo A-Rule Based e
simulazione su ciclo WMTC e Real Drive



Relatori:

Prof. Federico MILLO

Prof. Luciano ROLANDO

Co-relatore Aziendale:

ing. Luca MONTANARI – Hypertec Solutions s.r.l.

Candidato:

Simone PELUFFO

Dicembre 2022

Abstract

Il presente documento si inserisce nella fase di progettazione di un powertrain ibrido ad uso motociclistico, svolta da Hypertec Solutions $\text{\textcircled{R}}$, e si propone di realizzare un modello semplificato per la valutazione preliminare dei consumi e delle prestazioni ottenibili, confrontandoli con quelli di un veicolo di riferimento. Inoltre, è scopo dello studio la realizzazione di una strategia di Energy Management per la gestione del powertrain.

Il modello viene implementato sulle piattaforme MATLAB, Simulink e Stateflow (The Math-Works, Inc. $\text{\textcircled{R}}$), tramite modellazione semplificata dei vari componenti del powertrain. La strategia elaborata è di tipo euristico adattativo, denominato A-Rule Based, che, in questo caso, adatta le logiche decisionali allo stato di carica della batteria. Il modello, quasistatico e di tipo backward, viene simulato sul ciclo di omologazione WMTC e su un ciclo acquisito in condizioni Real Drive sul veicolo di riferimento.

Per valutare le potenzialità del sistema viene adattato il modello per simulare anche il comportamento, e i consumi di combustibile, del veicolo di riferimento. I risultati numerici della simulazione, che evidenziano le condizioni operative dei vari elementi del powertrain, mostrano una possibile riduzione dei consumi di combustibile dell'11% sul ciclo WMTC e del 17% sul ciclo Real Drive.

Inoltre, vengono riportati in forma grafica le condizioni operative degli elementi principali del powertrain (motore a combustione interna e macchina elettrica) e gli andamenti dello stato di carica, che dimostrano il funzionamento in charge sustaining.

In conclusione vengono evidenziate le potenzialità e le criticità del sistema così realizzato: il powertrain con la strategia implementata permette di ridurre i consumi stimati e di aumentare le prestazioni massime rispetto al veicolo di riferimento, anche se rimangono alcune problematiche legate alla guidabilità.

Indice

Abstract	3
1 Introduzione	6
1.1 Il progetto	6
1.1.1 Brevetto Hypertec Solution s.r.l. (®)	6
1.1.2 Veicolo Ibrido	8
1.2 Contesto Normativo	8
1.3 Obiettivi dello Studio	10
2 Modello	12
2.1 Introduzione	12
2.1.1 Descrizione generale del Modello	12
2.1.2 Architettura Ibrida	13
2.1.3 Layout Ibrido	13
2.2 Dinamica del Veicolo	15
2.2.1 Schema di Dinamica Longitudinale del Veicolo	15
2.2.2 Funzionamento in Puro Elettrico	19
2.2.3 Funzionamento in Puro Termico	21
2.2.4 Funzionamento in Load Point Shift	25
2.2.5 Funzionamento in Torque Assist	30
2.2.6 Frenata Rigenerativa	33
2.3 Gestione dell'Ibrido	35
2.3.1 Introduzione alla strategia Rule Based	35
2.3.2 Motivazioni per la scelta della Strategia	37
2.3.3 Determinazione della modalità di funzionamento più conveniente	40
2.3.4 Strategia Rule Based a Mappe Discontinue	43
2.3.5 Strategia A-Rule Based	48
2.3.6 Vincoli alla Strategia	51
2.4 Modelli dei Componenti	54
2.4.1 Macchina Elettrica	54
2.4.2 Batteria	56

2.4.3	Inverter	61
2.4.4	Motore a Combustione Interna	63
2.4.5	Tubo di Scarico	69
2.4.6	Catalizzatore	73
3	Risultati	78
3.1	Risultati su ciclo WMTC	79
3.1.1	Veicolo Ibrido su WMTC	80
3.1.2	Veicolo Base su WMTC	86
3.1.3	Veicolo con solo propulsore termico a due tempi su WMTC	89
3.2	Risultati su ciclo Real Drive	91
3.2.1	Acquisizione ciclo Real Drive	91
3.2.2	Veicolo Ibrido su ciclo Real Drive	97
3.2.3	Veicolo Base su ciclo Real Drive	102
3.2.4	Veicolo con solo propulsore termico a due tempi su ciclo Real Drive	104
3.3	Indicazioni Emerse dall'Analisi	106
3.3.1	Consumi	106
3.3.2	Strategia	107
3.3.3	Cambio Marcia	107
3.3.4	Catalizzatore	108
	Conclusioni	109
	Elenco Acronimi e Simboli	111
	Elenco delle figure	115
	Elenco delle tabelle	118
	Bibliografia	120
	Ringraziamenti	123

Capitolo 1

Introduzione

Il presente documento si inserisce nella fase di progettazione di un powertrain ibrido ad uso motociclistico, svolta da Hypertec Solutions $\text{\textcircled{R}}$, e si propone di realizzare un modello semplificato per la valutazione preliminare del funzionamento del powertrain su motoveicolo, in termini di condizioni operative, richieste di potenza, consumi di combustibile e prestazioni. Inoltre, è scopo dello studio la realizzazione di una strategia di Energy Management (EMS) per la gestione del powertrain in base alla richiesta di potenza, che garantisca il funzionamento nelle varie condizioni operative analizzate.

1.1 Il progetto

1.1.1 Brevetto Hypertec Solution s.r.l. $\text{\textcircled{R}}$

Questo progetto è basato sul brevetto rilasciato da Hypertec Solution $\text{\textcircled{R}}$, [1], riguardante un motore a combustione interna a 2 tempi ad uso motociclistico che, per le sue caratteristiche costruttive, ha la possibilità di essere utilizzato come elemento di un powertrain ibrido.

Il motore a 2 tempi ha una maggiore potenza specifica rispetto al corrispettivo 4 tempi: infatti, a parità di potenza massima il 2 tempi ha cilindrata, ingombri e massa minori. La sua potenzialità maggiore risiede proprio nella riduzione degli ingombri e della massa, parametri che impattano direttamente sulla guidabilità e sulle prestazioni del veicolo. Il ridotto ingombro apre la possibilità al progetto di un veicolo con un powertrain ibrido, perché lascia spazio ai componenti aggiuntivi da inserire nel ramo elettrico, quali la batteria, l'inverter e la macchina elettrica. Un powertrain ibrido termico-elettrico con motore 4 tempi è di difficile implementazione a bordo di un motoveicolo.

Per il collegamento tra ramo elettrico e ramo termico vengono utilizzati due pignoni coassiali (Figura 1.1.2): uno dedicato all'accoppiamento con la ruota posteriore tramite catena, l'altro dedicato all'accoppiamento con la macchina elettrica, sempre tramite catena. In questo modo la macchina elettrica è vincolata al movimento della ruota posteriore, in

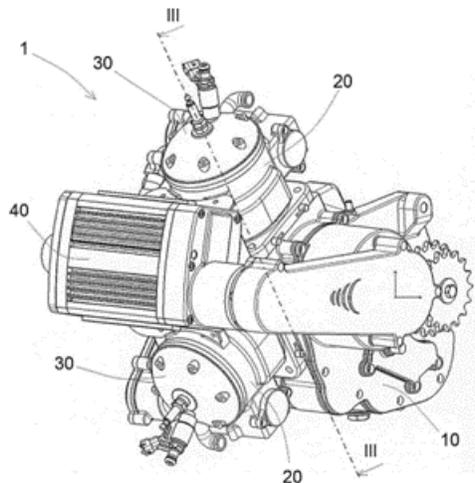


Figura 1.1.1: Motore a combustione interna a 2 tempi. Brevetto di Hypertec Solutions® [1]

quanto non sono previste frizioni di disaccoppiamento. Il motore termico, invece, può essere disaccoppiato tramite una frizione.

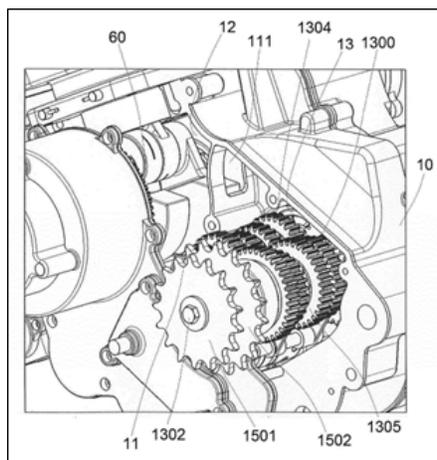


Figura 1.1.2: Dettaglio della disposizione dei pignoni per l'accoppiamento con la ruota posteriore e con la macchina [1].

È risaputo che il motore a 2 tempi porti con sé maggiori consumi e maggiori emissioni di inquinanti che di fatto ne hanno determinato la fine dell'impiego diffuso in ambito motociclistico [2]. In quest'ottica l'impiego della tecnologia ibrida può permettere di evitare condizioni di funzionamento che soffrono particolarmente questi fattori.

1.1.2 Veicolo Ibrido

La tipologia di moto più idonea all'ibridizzazione è la Enduro, per via delle lunghe percorrenze spesso in condizioni di guida molto differenti tra loro. In questo caso, date le maggiori dimensioni, è possibile introdurre più facilmente i componenti necessari all'ibridizzazione. Inoltre, il modesto aumento di peso non ne intacca le caratteristiche principali, in quanto si tratta di moto pensate per la comodità e il viaggio a lunga percorrenza: motivo per cui la riduzione dei consumi diventa un aspetto primario.

Non è comunque da escludere la possibilità di utilizzare una moto di tipo Naked al fine di aumentarne le prestazioni massime.

1.2 Contesto Normativo

La normativa europea che regolamenta l'omologazione dei veicoli a due e tre ruote è la UE 2013/168. Questa viene integrata dalla UE 134/2014 che definisce le specifiche sullo svolgimento delle prove necessarie a validare l'omologazione del veicolo. Successive modifiche alle UE 2013/168 e UE 134/2014 sono: UE 2016/1824, UE 2018/295 e UE 2019/129 (in quest'ultima vengono modificate le normative relative ai sistemi OBD).

Il veicolo considerato ricade nella categoria L3 della normativa, ovvero i motocicli senza carrozetta di cilindrata superiore ai 50 cc e velocità massima superiore ai 45 km/h.

Le normative sopra citate pongono delle limitazioni alle quantità di inquinanti che il veicolo può emettere per ottenere l'omologazione. Tali valori vengono riportati in Tabella 1.2.1.

Tabella 1.2.1: Limiti Euro 5: allegato VI di UE 2013/168, Tabella A2

L3e AC/AC ibrido	CO	THC	NMHC	NO _x	PM
[mg/km]	1000	100	68	60	5

Le emissioni vengono misurate secondo la procedura descritta nella UE 2014/134, la prova viene eseguita su banco a rulli, tramite cui viene simulata la resistenza all'avanzamento del veicolo. Al veicolo viene fatto seguire profilo di velocità definito dal WMTC (World harmonized Motorcycle Test Cycle), mostrato in Figura 1.2.1. Il ciclo guida è diviso in tre fasi, volte a rappresentare le tipiche velocità della guida in tratti urbano, extraurbano e autostradale. Le caratteristiche principali sono riassunte in Tabella 1.2.2.

È importante notare che il ciclo WMTC ha come obiettivo la misura dei consumi e delle emissioni e vuole rappresentare le condizioni di guida medie di utilizzo della motocicletta su base mondiale, non è quindi registrato a bordo di un veicolo ma definito in modo arbitrario sulla base di molte analisi.

Nella normativa viene descritto il metodo da utilizzare per la determinazione del profilo di cambio marcia (UE 2014/134 – allegato 2, appendice 9) che viene fatta secondo formule che tentano di simulare il comportamento del pilota, che cambia la marcia principalmente a

seconda del numero di giri del motore, piuttosto che a seconda della velocità del veicolo, in modo correlato al rapporto peso/potenza del veicolo. Nei casi studio considerati in seguito verranno mostrati i profili di cambio marcia calcolati per ogni caso.

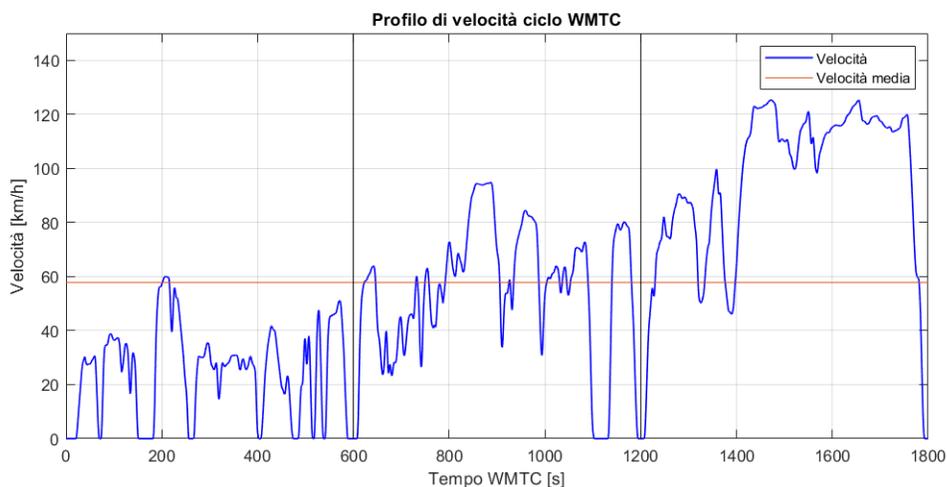


Figura 1.2.1: Profilo di velocità ciclo WMTC. Si notano le tre fasi: urbano, extraurbano, autostradale

Tabella 1.2.2: Parametri ciclo WMTC

WMTC		
Durata complessiva	1800	<i>s</i>
Velocità media	57.8	<i>km/h</i>
Velocità massima	125.3	<i>km/h</i>
Distanza Percorsa	28.9	<i>km</i>
Accelerazione max	2.67	<i>m/s²</i>
Accelerazione min	-2	<i>m/s²</i>
Tempo in accelerazione*	23.4%	
Tempo in decelerazione*	25.8%	
Tempo in cruise*	41.3%	
Tempo in stop*	9.5%	
Tempo in accelerazione**	47.6%	
Tempo in decelerazione**	39.7%	
Tempo a velocità cost**	3.2%	
*Fasi del ciclo: indicate dalla procedura insieme al profilo di velocità		
**Accelerazioni istantanee: modalità calcolate in base al tempo con accelerazione positiva negativa o nulla		

1.3 Obiettivi dello Studio

L'obiettivo principale dello studio è la realizzazione di un modello semplificato del motoveicolo ibrido con il powertrain progettato da Hypertec Solution [1] che consenta di ottenere indicazioni utili allo sviluppo del progetto. Il modello ha come finalità il calcolo dei principali parametri di funzionamento del powertrain, quali i consumi su un certo ciclo guida, l'andamento dello stato di carica della batteria e lo stato termico del sistema di post trattamento dei gas combustibili.

Altro obiettivo dello studio è la definizione e l'implementazione di una strategia di Energy Management che permetta di gestire il funzionamento del powertrain e ottenere una riduzione globale dei consumi. A questo proposito il modello realizzato rappresenta una prima piattaforma di prova per la creazione e lo sviluppo di strategie diverse.

Inoltre, questo progetto si propone di confrontare i consumi ottenuti tramite il modello del veicolo ibrido con una stima di quelli ottenibili dal veicolo di riferimento originale e in altre configurazioni, sul ciclo WMTC e su un ciclo guida reale eseguito con il veicolo di riferimento.

Infine, è obiettivo generico dell'approccio model based ottenere indicazioni riguardo il progetto in modo anticipato, al fine di ridurre i tempi di sviluppo del prodotto. A questo proposito il modello rappresenta una piattaforma utilizzabile per l'esecuzione di analisi riguardo l'impatto di alcune scelte progettuali (quali ad esempio le rapportature del cambio, la taglia della batteria). Verranno quindi fornite alcune indicazioni di massima sui possibili sviluppi futuri emerse dai risultati.

Capitolo 2

Modello

2.1 Introduzione

2.1.1 Descrizione generale del Modello

Il modello è stato implementato utilizzando i software di calcolo MATLAB®[®], Simulink®[®] e Stateflow, per integrare script di codice, diagrammi di flusso e modelli a blocchi nella simulazione. Questi software sono tra i più utilizzati nel mondo della progettazione model-based, in cui si valutano gli impatti dei vari parametri di progetto sul sistema, come viene fatto in questa tesi.

L'obiettivo del modello è simulare il comportamento di un motoveicolo ibrido durante una certa missione di utilizzo, in termini di gestione del powertrain, ovvero di ripartizione della richiesta di potenza tra i vari componenti dell'architettura ibrida, al fine di valutare il consumo di combustibile, le prestazioni e l'andamento dello stato di carica della batteria di potenza.

Il motoveicolo in questione rientra nella categoria **NOVC-HEV** (Not Off Vehicle Charge Hybrid Electric Vehicle) ovvero un cosiddetto “ibrido puro” che non presenta la possibilità di ricarica esterna. L'architettura ibrida è di tipo “parallelo”, in cui l'accoppiamento tra il ramo di potenza “termico” e il ramo di potenza “elettrico” avviene a livello dell'uscita dell'albero secondario del cambio. Come prescritto dal brevetto Hypertec Solution [1] (Paragrafo 1.1.1) l'accoppiamento dei due rami viene realizzato tramite due pignoni coassiali calettati sull'albero di uscita del cambio (Figura 1.1.2): un pignone destinato all'accoppiamento tramite catena con la ruota, l'altro destinato all'accoppiamento, sempre tramite catena, con la macchina elettrica.

I dati utilizzati nel modello sono stati in parte presi da riferimenti bibliografici, in parte da database interni all'azienda, in parte misurati e in parte stimati, per ogni dato verrà esplicitato il riferimento. I principali dati del layout ibrido (quali la scelta della macchina elettrica e il dimensionamento della batteria di potenza) sono il risultato di fasi precedenti del progetto, e sono stati forniti da Hypertec.

I dati di input del modello sono: il profilo di velocità del veicolo nel tempo, la marcia selezionata e l'altitudine, da cui si ricava la pendenza. Quindi il modello è di tipo “backward” ovvero valuta la richiesta di potenza ipotizzando che venga seguita istantaneamente la velocità imposta. Il modello utilizza un approccio quasi-statico per la determinazione di valori di funzionamento del powertrain, come la coppia richiesta ai vari componenti: secondo questo approccio la dinamica viene valutata tramite look-up tables che stimano i valori nei vari istanti successivi considerati. Nei vari casi studio il passo temporale della simulazione, ovvero la distanza temporale tra due istanti successivi è costante e pari ad 1 secondo.

2.1.2 Architettura Ibrida

L'architettura ibrida indica la struttura e lo schema degli accoppiamenti relativi tra i vari componenti del powertrain che, come anticipato, è di tipo parallelo, in cui la connessione tra ramo “elettrico” e ramo “termico” avviene sull'albero secondario del cambio, grazie ad un secondo pignone che, mentre quello tradizionale viene utilizzato per il collegamento tramite catena con la ruota posteriore, viene utilizzato per l'accoppiamento con la macchina elettrica. Questo tipo di accoppiamento comporta un rapporto di trasmissione fisso tra la ruota posteriore e la macchina elettrica, mentre il rapporto di trasmissione tra la ruota e il motore a combustione interna dipende dalla marcia selezionata. È quindi chiaro che la percentuale di energia recuperata in frenata dipenderà dalla ripartizione di frenata e dalle condizioni di aderenza. Mentre nel caso di un autoveicolo la ripartizione della frenata viene imposta dall'impianto frenante, su un motoveicolo freno anteriore e posteriore sono disaccoppiati e la ripartizione della frenata è imposta dal pilota.

Per semplicità si è ipotizzata una ripartizione di frenata costante: 35% della potenza frenante imputabile al posteriore, il restante all'anteriore, come suggerito dalla ripartizione di frenata ottimale in condizione di aderenza medio-bassa [3]. Tale ipotesi è rispettabile in modo verosimile, in quanto il motore a 2 tempi fornisce un limitato effetto di freno motore, per cui è ipoteticamente possibile imporre una frenatura di default tramite la macchina elettrica al momento in cui si raggiunge il valore di 0% della posizione dell'acceleratore, in modo da simulare elettricamente l'effetto di freno motore andando però ad utilizzare la frenata rigenerativa.

2.1.3 Layout Ibrido

Il layout ibrido indica le taglie e le configurazioni dei componenti che costituiscono il powertrain. Nel caso studio il powertrain è costituito da:

- Motore termico 2 tempi, due cilindri con cilindrata unitaria 293.1 cm^3 , potenza massima di 83 kW [1]
- Macchina elettrica EMRAX 188, raffreddato ad aria, potenza massima continuativa 23 kW, potenza massima di picco 52 kW [4]

- Inverter per la conversione elettrica, potenza massima in uscita 30 kW
- Batteria di potenza, capacità nominale circa 3 kWh, descritta in dettaglio in seguito

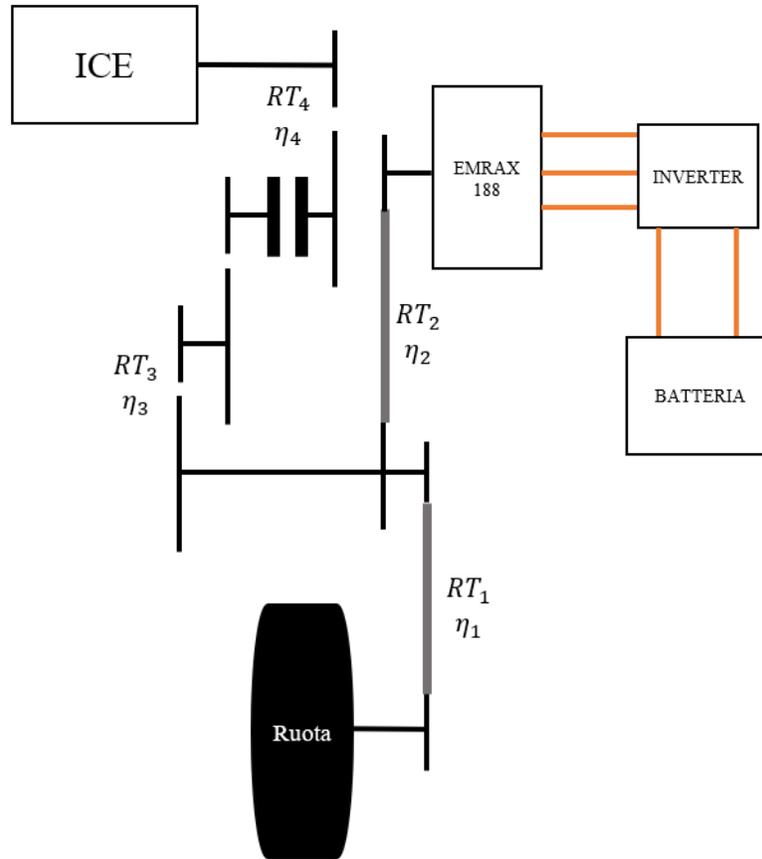


Figura 2.1.1: Schema generale dell'architettura ibrida.

2.2 Dinamica del Veicolo

2.2.1 Schema di Dinamica Longitudinale del Veicolo

Per determinare la richiesta di potenza viene utilizzato un modello semplificato di dinamica longitudinale, che tiene conto principalmente di:

- Resistenza al rotolamento degli pneumatici
- Resistenza aerodinamica
- Effetti di inerzia delle parti in movimento
- Forza di gravità ed effetto della pendenza
- Forza di trazione a terra

Il diagramma delle forze longitudinali applicate al motoveicolo [3] è quello mostrato in Figura 2.2.1.

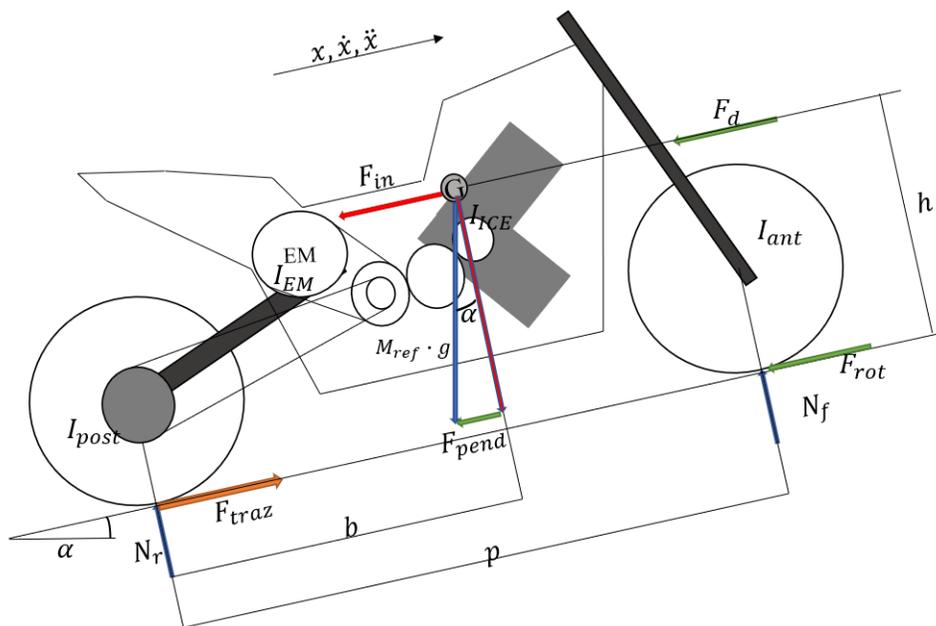


Figura 2.2.1: Schema delle forze longitudinali applicate al motoveicolo

La forza di resistenza al rotolamento degli pneumatici è costante e proporzionale alla reazione normale del terreno sul veicolo, secondo la formula:

$$F_{rot} = N \cdot \mu_x \quad (2.2.1)$$

Dove:

- N indica la forza di reazione normale al terreno
- μ_x è il coefficiente di resistenza al rotolamento

Quando velocità e accelerazione del veicolo sono nulle (veicolo fermo in quiete) F_{rot} viene imposta pari a 0. La forza di resistenza aerodinamica, invece, è proporzionale al quadrato della velocità di avanzamento, secondo la formula:

$$F_d = \frac{1}{2} C_x \cdot A_{front} \cdot \rho_a \cdot v^2 \quad (2.2.2)$$

Dove:

- C_x : coefficiente di resistenza aerodinamica
- A_{front} : area della sezione frontale del motoveicolo
- ρ_{air} : densità dell'aria
- v : velocità di avanzamento del veicolo

In questo caso studio, trattandosi di una fase di progetto, i valori di: coefficiente di resistenza al rotolamento, coefficiente di resistenza aerodinamica e area della sezione frontale non sono noti. Si è quindi fatto ricorso alla normativa UE 134-2014 dove, nella tabella 5-1 dell'appendice 5 dell'allegato 2, vengono riportati i valori dei coefficienti di resistenza all'avanzamento (detti coefficienti di coast-down) da utilizzare, in funzione della massa di riferimento. In particolare:

$$F_{rot} = F0 \quad (2.2.3)$$

$$F_d = F2 \cdot V^2 \quad (2.2.4)$$

Dove:

- $F0$: resistenza al rotolamento [N]
- $F2$: coefficiente di resistenza aerodinamico [N/(km/h)²]
- V : velocità del veicolo [km/h]

Noto il valore $F0$ è possibile determinare una stima di μ_x , considerando che $F0$ rappresenta un coefficiente di coast down ottenuto con pendenza nulla. L'equazione 2.2.1 diventa:

$$F_{rot} = F0 \cdot \cos(\alpha) \quad (2.2.5)$$

La forza di inerzia è costituita dalla forza di inerzia delle masse traslanti e dalle coppie di inerzia delle masse rotanti, queste vengono unite e riportate alla ruota tramite la massa apparente traslante, ovvero la massa che, a velocità pari alla velocità di traslazione del veicolo, avrebbe pari energia cinetica [3]. Trascurando l'inerzia rotazionale del cambio e degli organi di trasmissione:

$$\frac{1}{2}M_{app}v^2 \simeq \frac{1}{2}M_{ref}v^2 + \frac{1}{2}I_{ant}\omega_{ant}^2 + \frac{1}{2}I_{post}\omega_{post}^2 + \frac{1}{2}I_{ICE}\omega_{ICE}^2 + \frac{1}{2}I_{EM}\omega_{EM}^2 \quad (2.2.6)$$

Da cui:

$$\begin{aligned} M_{app} &\simeq M_{ref} \\ &+ I_{ant}\left(\frac{1}{R_{ant}}\right)^2 \\ &+ I_{post}\left(\frac{1}{R_{post}}\right)^2 \\ &+ I_{ICE}\left(\frac{RT_1 \cdot RT_3 \cdot RT_4}{R_{post}}\right)^2 \\ &+ I_{EM}\left(\frac{RT_1 \cdot RT_2}{R_{post}}\right)^2 \end{aligned} \quad (2.2.7)$$

Dove:

- M_{app} : massa apparente traslante [kg]
- M_{ref} : massa di riferimento [kg] (massa del veicolo comprensiva di pilota)
- I_{ant} : momento di inerzia della ruota anteriore rispetto all'asse principale di rotazione [kg · m²]
- R_{ant} : raggio della ruota anteriore [m]
- I_{post} : momento di inerzia della ruota posteriore rispetto all'asse principale di rotazione [kg · m²]
- R_{post} : raggio della ruota posterior [m]
- I_{ICE} : momento di inerzia rotazionale del motore termico riferito all'albero motore [kg · m²]
- I_{EM} : momento di inerzia della macchina elettrica rispetto all'asse principale di rotazione [kg · m²]
- RT_i : rapporto di trasmissione dell'i-esimo accoppiamento

È possibile quindi determinare la forza di resistenza all'avanzamento dovuta all'inerzia

$$F_{in} = M_{app} \cdot \frac{dv}{dt} \quad (2.2.8)$$

La forza di gravità rientra nel computo della forza di resistenza all'avanzamento solo nel caso di pendenza non nulla, dallo schema (Figura 2.2.1):

$$F_{pend} = M_{ref} \cdot g \cdot \sin(\alpha) \quad (2.2.9)$$

Si noti che la forza dovuta alla pendenza può essere positiva o negativa a seconda del segno della pendenza, e può quindi comportare un aumento o una diminuzione della potenza richiesta all'avanzamento.

Avendo esplicitato i vari termini è possibile scrivere l'equazione di equilibrio alla traslazione lungo il piano:

$$F_{traz} - F_{rot} - F_d - F_{in} - F_{pend} = 0 \quad (2.2.10)$$

$$F_{traz} = F_{rot} + F_d + F_{in} + F_{pend} \quad (2.2.11)$$

Da cui è possibile ricavare la potenza richiesta alla ruota per l'avanzamento secondo la velocità imposta:

$$P_{ruota} = F_{traz} \cdot v \quad (2.2.12)$$

Questo parametro permette di distinguere tra funzionamenti in trazione e funzionamenti in frenata. Per risalire al dato di potenza richiesta ai motori (termico ed elettrico) è necessaria la conoscenza della modalità di funzionamento, ovvero della configurazione dei propulsori in termini di potenza fornita/assorbita.

Nello specifico si ipotizza che il motore termico possa solo fornire potenza (ipotesi di freno motore nullo) mentre la macchina elettrica può fornire potenza meccanica (funzionamento da motore) oppure assorbirla (funzionamento da generatore). Nei paragrafi successivi verranno illustrate le varie modalità di funzionamento considerate nel modello.

L'obiettivo di questa parte del modello è determinare quali sarebbero i parametri di funzionamento dei componenti del powertrain (coppia e giri macchina elettrica, pressione media effettiva (PME) e giri motore termico) se si adottasse una certa modalità. Sarà poi compito della EMS decidere quale adottare.

2.2.2 Funzionamento in Puro Elettrico

Con funzionamento in Puro Elettrico (PE) si intende che, in un determinato istante, l'unico componente che fornisce potenza meccanica sia la macchina elettrica, funzionando da motore, riducendo lo stato di carica della batteria.

In questa modalità lo schema del flusso di potenza diventa quello mostrato in Figura 2.2.2:

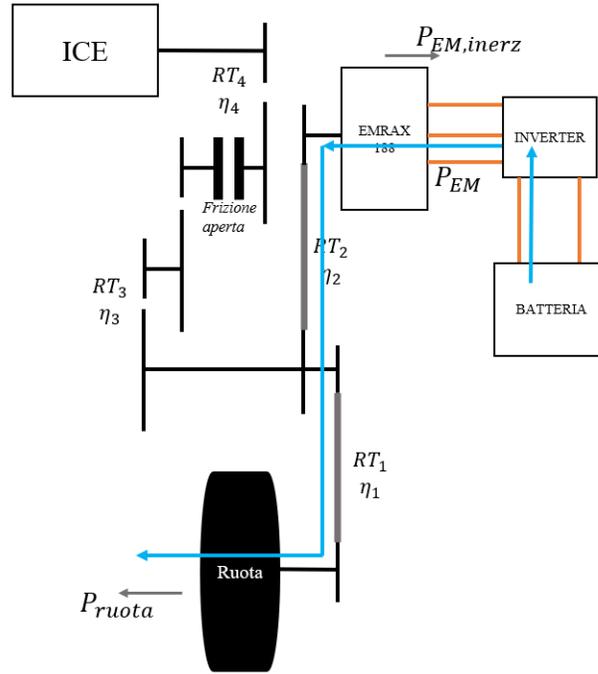


Figura 2.2.2: Schema del flusso di potenza nella modalità Puro Elettrico

Si noti che il motore termico viene spento e disaccoppiato dal cambio aprendo la frizione; quindi, la sua inerzia non rientrerà nelle equazioni della potenza richiesta al motore elettrico. È pertanto evidente che le equazioni che descrivono il bilancio di potenza tra gli organi del powertrain siano diverse in ogni modalità di funzionamento.

In modo coerente a quanto indicato nello schema, esplicitando i termini di P_{ruota} :

$$P_{EM} = \left[(F_{rot} + F_d + F_{pend} + F_{in}) \cdot \frac{1}{\eta_1 \cdot \eta_2} + I_{EM} \left(\frac{RT_1 \cdot RT_2}{R_{post}} \right)^2 \cdot \frac{dv}{dt} \right] \cdot v \quad (2.2.13)$$

L'equazione 2.2.13 è ottenuta ipotizzando che la quota parte di potenza meccanica spesa per l'inerzia rotazionale del motore elettrico venga sottratta direttamente alla potenza erogata, senza "attraversare" gli organi di trasmissione (motivo per cui non viene divisa per nessun rendimento). Al contrario, la restante parte di potenza meccanica richiesta al motore elettrico è costituita dalla potenza richiesta alla ruota, divisa per il rendimento compless-

sivo degli organi di trasmissione coinvolti. Questo approccio considera i vari termini della potenza richiesta che sono dovuti alla forza di inerzia come potenze assorbite dal sistema. Inoltre, in questo caso la forza di inerzia F_{in} è espressa sempre secondo la 2.2.8 ma in modo diverso rispetto a quanto fatto nel paragrafo precedente, in particolare la massa apparente traslante viene valutata come:

$$M_{app} = M_{ref} + I_{ant} \left(\frac{1}{R_{ant}} \right)^2 + I_{post} \left(\frac{1}{R_{post}} \right)^2 \quad (2.2.14)$$

Nei paragrafi seguenti verrà mantenuta questa definizione di massa apparente traslante e verranno esplicitati i termini inerziali dei componenti del powertrain.

Per valutare la coppia allo spunto, ovvero quando la velocità è nulla e l'accelerazione positiva, è necessario dividere la potenza meccanica erogata dal motore elettrico per la sua velocità di rotazione ω_{EM} . Esprimendo ω_{EM} in funzione di v si ottiene:

$$P_{EM} = C_{EM} \cdot \omega_{EM} \quad (2.2.15)$$

$$\omega_{EM} = \frac{v}{R_{post}} \cdot RT_1 \cdot RT_2 \quad (2.2.16)$$

Da cui:

$$C_{EM} = \left[(F_{rot} + F_d + F_{pend} + F_{in}) \cdot \frac{1}{\eta_1 \cdot \eta_2} + I_{EM} \left(\frac{RT_1 \cdot RT_2}{R_{post}} \right)^2 \cdot \frac{dv}{dt} \right] \cdot \frac{R_{post}}{RT_1 \cdot RT_2} \quad (2.2.17)$$

Risultano così determinati coppia e velocità di rotazione del motore elettrico. Durante il funzionamento in puro elettrico, come anticipato, il motore termico viene spento, per cui:

$$rpm_{ICE} = 0$$

$$PME = 0$$

2.2.3 Funzionamento in Puro Termico

Con funzionamento in Puro Termico (PT) si intende che, in un determinato istante, l'unico componente che fornisce potenza meccanica al sistema è il motore termico, consumando combustibile. In questo caso la macchina elettrica rimane collegata alla catena cinematica, e viene trascinato introducendo delle perdite per trascinamento a vuoto. Lo schema del flusso di potenza che rappresenta questa modalità di funzionamento è indicato in Figura 2.2.3.

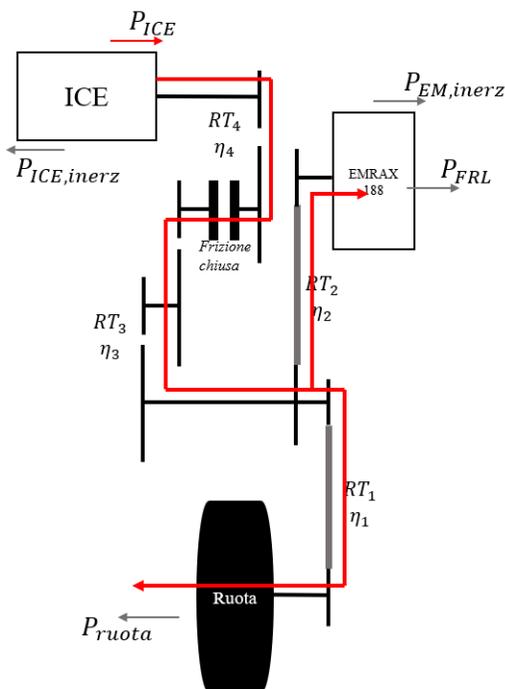


Figura 2.2.3: Schema del flusso di potenza nella modalità Puro Termico

Per semplicità si ipotizza che la frizione in puro termico sia sempre chiusa, e che quindi vi sia sempre proporzionalità diretta, secondo i vari rapporti di trasmissione e la marcia inserita, tra la velocità del veicolo e la velocità di rotazione del motore. L'unica eccezione a questa assunzione viene fatta nel caso in cui la velocità del veicolo e la marcia inserita impongano una velocità di rotazione del motore inferiore al suo regime di minimo, in tal caso la frizione si considera aperta e la velocità di rotazione del motore viene limitata inferiormente dal regime di minimo (Equazioni 2.2.23 e 2.2.24).

Secondo quanto indicato nello schema, dal bilancio di potenza è possibile ricavare:

$$P_{ICE} = P_{ruota} \cdot \frac{1}{\eta_1 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4} + (P_{EM,FRL} + P_{in,EM}) \cdot \frac{1}{\eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4} + P_{in,ICE} \quad (2.2.18)$$

Dove,

$$P_{ruota} = (F_{rot} + F_d + F_{pend} + F_{in}) \cdot v \quad (2.2.19)$$

$$P_{in,EM} = I_{EM} \left(\frac{RT_1 \cdot RT_2}{R_{post}} \right)^2 \cdot \frac{dv}{dt} \cdot v \quad (2.2.20)$$

$$P_{in,ICE} = I_{ICE} \left(\frac{RT_1 \cdot RT_3 \cdot RT_4}{R_{post}} \right)^2 \cdot \frac{dv}{dt} \cdot v \quad (2.2.21)$$

Il termine F_{in} come precedentemente discusso, è calcolato combinando la 2.2.8 e la 2.2.14.

Il termine $P_{EM,FRL}$ come anticipato è costituito dalle perdite per trascinamento a vuoto (FRL, Free Run Losses), fornite in forma grafica dal costruttore della macchina elettrica [4], Figura 2.2.4.

Come fatto per il funzionamento in Puro Elettrico, è utile ricavare la coppia erogata dal motore termico C_{ICE} dividendo la potenza erogata P_{ICE} per la velocità di rotazione ω_{ICE} . Esprimendo ω_{ICE} in funzione della velocità del veicolo v ed esplicitando i vari termini si ottiene:

$$\begin{aligned} C_{ICE} = & \\ = & \left[\frac{(F_{rot} + F_d + F_{pend} + F_{in})}{\eta_1 \eta_3 \eta_4} + \frac{I_{EM} \left(\frac{RT_1 \cdot RT_2}{R_{post}} \right)^2 \cdot \frac{dv}{dt}}{\eta_2 \eta_3 \eta_4} + \right. \\ & \left. + I_{ICE} \left(\frac{RT_1 \cdot RT_3 \cdot RT_4}{R_{post}} \right)^2 \cdot \frac{dv}{dt} \right] \\ & \cdot \frac{R_{post}}{RT_1 RT_3 RT_4} + \\ & + \frac{P_{FRL}(rpm_{ICE}) \cdot R_{post}}{v \cdot RT_1 RT_3 RT_4} \cdot \frac{1}{\eta_2 \eta_3 \eta_4} \quad (2.2.22) \end{aligned}$$

Inoltre, è possibile determinare la velocità di rotazione del motore termico:

Se $\omega_{ICE} > \omega_{ICE,min}$

$$\omega_{ICE} = \frac{v}{R_{post}} \cdot RT_1 \cdot RT_3 \cdot RT_4 \quad (2.2.23)$$

Altrimenti:

$$\omega_{ICE} = \omega_{ICE,min} \quad (2.2.24)$$

Infine:

$$rpm_{ICE} = \omega_{ICE} \cdot \frac{60}{2\pi} \quad (2.2.25)$$

Si noti che il rapporto di trasmissione RT_3 dipende dalla marcia inserita, per cui la velocità di rotazione del motore termico, secondo questo modello, in accordo con le assunzioni

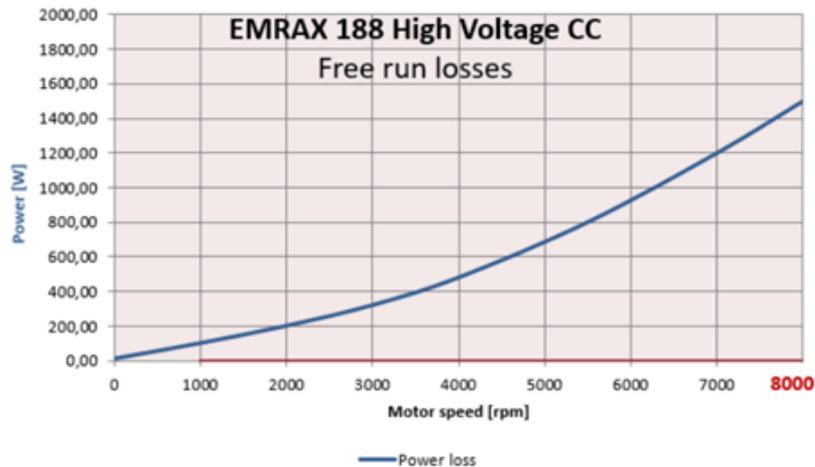


Figura 2.2.4: Diagramma delle perdite a vuoto della macchina elettrica EMRAX 188. [4]

adottate riguardo l'innesto della frizione, può presentare delle discontinuità nel tempo, così come tutte le formule che dipendono dal rapporto di trasmissione al cambio.

Conoscendo la coppia erogata dal motore termico e la cilindrata totale è possibile calcolare la pressione media effettiva (PME):

$$PME = C_{ICE} \cdot \frac{2\pi}{i_{cyl} \cdot V_{unit}} \cdot m \quad (2.2.26)$$

Dove:

- PME : Pressione media effettiva
- i_{cyl} : numero di cilindri, pari a 2 nel caso studio
- V_{unit} : cilindrata unitaria di ogni cilindro, pari a 293.15 cm^3 nel caso studio
- m : numero di giri per completare un ciclo motore (pari a 1 per motore 2 tempi)

Risultano così determinati pressione media effettiva e velocità di rotazione del motore termico.

Per ciò che riguarda la macchina elettrica, la sua velocità di rotazione è vincolata alla ruota dalla trasmissione a catena. L'espressione che descrive ω_{EM} è la 2.2.16. La coppia, invece, richiede una discussione più dettagliata. La presenza di perdite per trascinamento a vuoto fa intuire che, nella realtà, la macchina elettrica imponga una coppia resistente, come viene coerentemente descritto dalla formula 2.2.22. Dato che il valore di coppia erogata (o richiesta) dalla macchina elettrica verrà utilizzato per determinare la potenza elettrica a monte, e la coppia legata alle perdite a vuoto non è correlata alla potenza elettrica, viene imposto:

$$C_{EM} = 0$$

In altri termini, le perdite per trascinamento a vuoto non si traducono in un consumo di energia elettrica.

2.2.4 Funzionamento in Load Point Shift

Con funzionamento in Load Point Shift (LPS) si intende una condizione di funzionamento in cui viene aumentato il carico al motore termico imponendo una coppia frenante tramite la macchina elettrica, che opera quindi da generatore per ricaricare la batteria. La convenienza che si ha nell'utilizzare questa modalità di funzionamento può essere duplice se sfruttata nel modo corretto:

1. Aumentando il carico è probabile che si sposti il punto operativo del motore termico verso zone del piano quotato a maggior rendimento.
2. La potenza erogata in eccesso a quella richiesta dalle condizioni di guida viene utilizzata per ricaricare la batteria e quindi può permettere l'uso della modalità in puro elettrico quando necessaria, evitando l'impiego del motore termico in condizioni che comporterebbero bassissimi rendimenti.

Nel caso in cui il carico applicato al motore termico imposto dalle condizioni di guida comporti già un rendimento sufficientemente elevato la convenienza di questa modalità sarebbe limitata, in quanto l'aumento delle perdite legate alla cascata di conversioni energetiche (trasmissioni meccaniche e conversioni elettriche) non sarebbe giustificata da un aumento sostanziale di efficienza del motore termico. Questo concetto verrà approfondito in seguito. Lo schema del flusso di potenza è lo stesso della modalità in Puro Termico (Figura 2.2.3 e Figura 2.2.5), la differenza risiede nell'espressione di P_{EM} . Anche in questo caso la macchina elettrica viene trascinata, ma viene applicata una coppia resistente al fine di generare energia elettrica a monte. Risulta leggermente più complicato determinare il valore della coppia resistente da applicare al generatore. Si noti che la potenza meccanica della macchina elettrica viene considerata positiva quando essa opera da motore elettrico, ovvero fornisce potenza, in questo caso, quindi, la coppia della macchina elettrica C_{EM} avrà segno negativo.

L'equazione della potenza erogata dal motore termico diventa:

$$P_{ICE} = P_{ruota} \cdot \frac{1}{\eta_1 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4} + (-P_{EM} + P_{in,EM}) \cdot \frac{1}{\eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4} + P_{in,ICE} \quad (2.2.27)$$

Considerando sempre la logica backward del modello, ovvero tutte le velocità di rotazione dei vari organi imposte dalla velocità del veicolo e dai rapporti di trasmissione, la coppia applicata al generatore deve sottostare alle seguenti condizioni:

1. La coppia al generatore non deve far sì che il valore di PME che si otterrebbe superi il valore di PME corrispondente al massimo rendimento nelle condizioni istantanee di velocità di rotazione del motore termico. Il luogo dei punti (rpm, PME) del piano quotato dei consumi del motore termico a massimo rendimento, al variare della velocità di rotazione, prende il nome di Optimum Operating Line (OOL), e rappresenta, per

ogni valore della velocità di rotazione, il valore di PME a cui corrisponde il massimo rendimento. La Figura 2.3.1 presenta un esempio.

2. La coppia resistente applicabile al generatore è limitata dalle caratteristiche meccaniche della macchina elettrica, in particolare dalla curva di pieno carico continuativo.
3. La potenza elettrica generata deve essere tale da non comportare un aumento della corrente di carica della batteria oltre i valori di corrente massima di carica indicati dal costruttore delle celle.

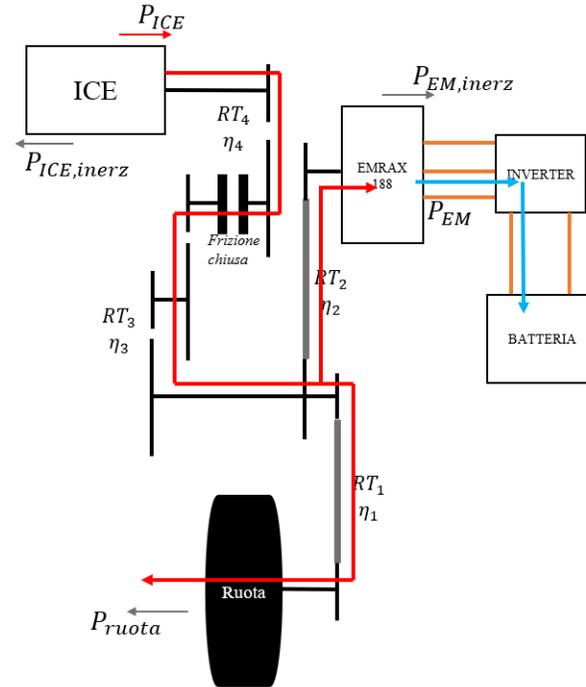


Figura 2.2.5: Schema del flusso di potenze in modalità Load Point Shift

L'equazione che esprime la coppia richiesta al motore termico risulta:

$$\begin{aligned}
 C_{ICE} = & \\
 = & \left[\frac{(F_{rot} + F_d + F_{pend} + F_{in})}{\eta_1 \eta_3 \eta_4} + \frac{I_{EM} \left(\frac{RT_1 \cdot RT_2}{R_{post}} \right)^2 \cdot \frac{dv}{dt} - C_{EM} \frac{RT_1 \cdot RT_2}{R_{post}}}{\eta_2 \eta_3 \eta_4} + \right. \\
 & \left. + I_{ICE} \left(\frac{RT_1 \cdot RT_3 \cdot RT_4}{R_{post}} \right)^2 \cdot \frac{dv}{dt} \right] \cdot \frac{R_{post}}{RT_1 RT_3 RT_4} \quad (2.2.28)
 \end{aligned}$$

Il modello opera secondo quanto segue:

1. Stima della coppia richiesta al motore termico per soddisfare le richieste di guida, ovvero vincere le forze di resistenza all'avanzamento e le inerzie dei vari organi del powertrain (compresa l'inerzia della macchina elettrica), senza considerare la coppia frenante imposta dalla macchina elettrica.

$$\begin{aligned}
C_{ICE} &= \\
&= \left[\frac{(F_{rot} + F_d + F_{pend} + F_{in})}{\eta_1 \eta_3 \eta_4} + \frac{I_{EM} \left(\frac{RT_1 \cdot RT_2}{R_{post}} \right)^2 \cdot \frac{dv}{dt}}{\eta_2 \eta_3 \eta_4} + \right. \\
&\quad \left. + I_{ICE} \left(\frac{RT_1 \cdot RT_3 \cdot RT_4}{R_{post}} \right)^2 \cdot \frac{dv}{dt} \right] \cdot \frac{R_{post}}{RT_1 RT_3 RT_4} \quad (2.2.29)
\end{aligned}$$

Anche in questo caso il termine F_{in} è calcolato combinando la 2.2.8 e la 2.2.14. I restanti termini sono già stati illustrati nei paragrafi precedenti.

2. Calcolo della PME corrispondente alla coppia calcolata al punto (1), tramite la formula 2.2.26 e, conoscendo la velocità di rotazione istantanea del motore, calcolo della differenza tra il valore di PME sulla OOL e il valore di PME che risulta dalle condizioni di guida (ipotizzando che quest'ultima sia inferiore al valore di PME sulla OOL). La differenza tra questi due valori di PME costituisce l'aumento di carico per cui si ha il massimo aumento di efficienza del motore termico.
3. Calcolo della coppia erogata corrispondente al surplus di PME descritto al punto (2) che viene riportata al generatore.

$$C_{ICE, surplus} = (PME_{OOL} - PME) \cdot \frac{i_{cyl} \cdot V_{unit} \cdot m}{2\pi} \quad (2.2.30)$$

$$C_{ICE} - C_{ICE, demand} = C_{ICE, surplus} = -\frac{C_{EM}}{\eta_2 \eta_3 \eta_4} \cdot \frac{RT_2}{RT_3 RT_4} \quad (2.2.31)$$

Invertendo:

$$C_{EM} = -C_{ICE, surplus} \frac{RT_3 RT_4}{RT_2} \eta_2 \eta_3 \eta_4 \quad (2.2.32)$$

4. La coppia riportata al generatore viene limitata per rispettare i vincoli imposti dalla caratteristica di massima coppia continuativa [4] e dalla massima corrente di carica della batteria (Tabella 2.4.2).

Per spiegare come viene rispettato il vincolo sulla massima corrente di carica della batteria è necessario fare alcune considerazioni. In modo semplificato, una coppia resistente applicata dal motore elettrico fa sì che venga generata energia elettrica a monte, che attraversa l'inverter e viene accumulata nella batteria. Tra l'inverter e la batteria, trattandosi di una connessione in corrente continua, la potenza elettrica è data dal prodotto tra tensione tra i poli della batteria e corrente di fase: la tensione è

imposta dalla batteria, mentre la corrente viene imposta dall'inverter, che ha proprio il ruolo di regolare i livelli di tensione e corrente tra batteria e macchina elettrica.

Quindi è possibile legare la coppia della macchina elettrica alla corrente di carica della batteria, secondo le equazioni 2.2.33, 2.2.34, 2.2.36. Data la formula della potenza assorbita dal generatore elettrico (2.2.15), la potenza elettrica a monte si ottiene:

$$P_{el,EM} = P_{EM} \cdot \eta_{EM} \quad (2.2.33)$$

Dove:

- $P_{el,EM}$: Potenza elettrica a monte generatore
- η_{EM} : Rendimento del generatore

Allo stesso modo è possibile determinare la potenza elettrica a monte dell'inverter:

$$\begin{aligned} P_{batt} &= P_{el,EM} \cdot \eta_{inv} = P_{EM} \cdot \eta_{EM} \cdot \eta_{inv} \\ P_{batt} &= V_{batt} \cdot I_{batt} \end{aligned} \quad (2.2.34)$$

Dove:

- P_{batt} : potenza erogata dalla batteria (per convenzione positiva in scarica)
- V_{batt} : tensione tra i capi della batteria
- I_{batt} : corrente di fase erogata dalla batteria
- η_{inv} : rendimento di conversione dell'inverter

Come verrà approfondito nel paragrafo 2.4.3, il rendimento dell'inverter dipende dal valore della potenza convertita: è molto elevato quando la potenza convertita è maggiore o uguale a circa un decimo della massima potenza erogabile. Ciò è dovuto alla potenza minima richiesta per alimentare gli azionamenti.

La corrente di carica non deve eccedere la massima corrente di carica imposta dal costruttore (Tabella 2.4.2), considerando la corrente positiva in scarica e negativa in carica si ha:

$$I_{batt} \geq I_{chg,max} \quad (2.2.35)$$

Combinando le equazioni si ottiene:

$$C_{EM} \geq \frac{I_{chg,max} \cdot V_{batt}}{\omega_{EM} \cdot \eta_{EM} \cdot \eta_{inv}} \quad (2.2.36)$$

Come verrà spiegato nel paragrafo 2.4.2 il valore di V_{batt} non è costante nel tempo. Per semplicità, al fine di questo calcolo si ipotizza che sia costante e pari al valore nominale di tensione della batteria. È possibile quindi tracciare una curva di coppia minima (considerando il segno) ammissibile ai fini della carica della batteria. Questa curva viene unita alla caratteristica di minima coppia continuativa applicabile alla macchina elettrica per ricavare la curva che limita la coppia applicabile dal generatore durante il funzionamento in Load Point Shift.

5. La coppia applicata al generatore che risulta da questo procedimento rispetta tutti i vincoli considerati, per cui viene utilizzata nella (2.2.28) per determinare la coppia erogata dal motore termico.

Tramite la formula (2.2.26) è possibile determinare la PME del motore termico, mentre la sua velocità di rotazione rpm_{ICE} è imposta dalla velocità del veicolo e dalla marcia inserita, secondo la formula (2.2.23).

La velocità di rotazione del motore elettrico ω_{EM} è espressa dalla (2.2.16). Risultano così determinati i principali parametri di funzionamento del motore termico e della macchina elettrica.

2.2.5 Funzionamento in Torque Assist

Con funzionamento in Torque Assist (TA) si intende una condizione di funzionamento in cui sia il motore termico sia il motore elettrico forniscono potenza meccanica, consumando combustibile e scaricando la batteria. In generale questa modalità permette di ridurre il carico sul motore termico, nel caso in cui vi sia una elevata richiesta di coppia alla ruota. La convenienza di questa modalità di funzionamento si ha quando il carico imposto sul motore termico è correlato ad un valore di PME superiore a quello sulla OOL in quel determinato istante. In tal caso l'effetto della modalità Torque Assist è di abbassare il carico avvicinando il punto di funzionamento del motore termico alla OOL. Inoltre, la modalità Torque Assist trova impiego nel caso in cui la coppia richiesta al motore termico superi la massima coppia erogabile in condizioni di pieno carico, in questo caso il motore elettrico viene utilizzato per migliorare le massime prestazioni del veicolo.

Lo schema del flusso di potenza nel powertrain diventa quello mostrato in Figura 2.2.6:

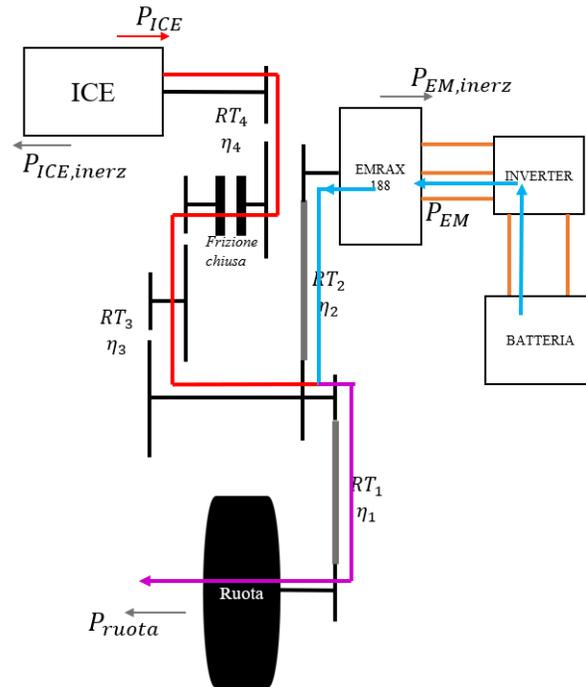


Figura 2.2.6: Schema del flusso di potenze in modalità Torque Assist

L'equazione della potenza meccanica in questa modalità diventa:

$$P_{ruota} = (P_{EM} - P_{in,EM}) \eta_1 \eta_2 + (P_{ICE} - P_{in,ICE}) \eta_1 \eta_3 \eta_4 \quad (2.2.37)$$

I termini che compaiono nella (2.2.37) sono esplicitati dalle equazioni (2.2.19 ,2.2.20, 2.2.21). Anche in questo caso si ipotizza che la potenza correlata alle inerzie dei motori venga sottratta alla potenza erogata. Elaborando l'equazione (2.2.37) e dividendo per la

velocità del veicolo è possibile ricavare un'equazione che lega la coppia erogata dal motore termico C_{ICE} e la coppia erogata dal motore elettrico C_{EM} :

$$\begin{aligned} \left(C_{ICE} RT_3 \eta_3 RT_4 \eta_4 + C_{EM} RT_2 \eta_2 \right) \frac{RT_1}{R_{post}} = \\ = \frac{(F_{rot} + F_d + F_{pend} + F_{in})}{\eta_1} + I_{EM} \left(\frac{RT_1 \cdot RT_2}{R_{post}} \right)^2 \cdot \frac{dv}{dt} \cdot \eta_2 + \\ + I_{ICE} \left(\frac{RT_1 \cdot RT_3 \cdot RT_4}{R_{post}} \right)^2 \cdot \frac{dv}{dt} \cdot \eta_3 \cdot \eta_4 \quad (2.2.38) \end{aligned}$$

Si ipotizza che nel momento in cui si scelga di utilizzare la modalità Torque Assist, la modalità in Puro Termico comporterebbe un valore di PME superiore a quello indicato dalla OOL, ovvero che il punto di funzionamento in Puro Termico risulterebbe collocato in una zona del piano quotato superiore alla OOL. Se questa ipotesi non fosse valida si perderebbe ogni guadagno di efficienza energetica, siccome si allontanerebbe ulteriormente il punto di funzionamento dalla OOL.

Al fine di migliorare l'efficienza del motore termico è necessario avvicinare quanto più possibile il carico al valore indicato dalla OOL al regime di rotazione considerato. Pertanto, si considera inizialmente:

$$PME = PME_{OOL}$$

Con questa ipotesi è possibile calcolare il valore di C_{ICE} tramite la (2.2.26), e inserendolo nella (2.2.38), è possibile determinare la coppia richiesta al motore elettrico C_{EM} per posizionare il carico del motore termico sulla OOL.

Anche la modalità Torque Assist ha delle limitazioni in termini di prestazioni massime, rappresentate da:

1. Massima coppia di picco erogabile dal motore elettrico
2. Massima corrente di scarica della batteria
3. Massima coppia erogabile dal motore termico

Il valore limite di coppia del motore elettrico che provoca una corrente di scarica oltre il limite viene determinato in modo analogo a quanto fatto nel paragrafo 2.2.4.

Se la coppia C_{EM} eccede i limiti descritti ai punti 1 e 2, questa viene limitata al massimo valore possibile per il regime di rotazione considerato, quindi si procede al ricalcolo, tramite le equazioni (2.2.38) e (2.2.26), della PME, che a sua volta viene limitata dalla curva di full load. Al termine di questo processo si ottengono i valori di PME e di C_{EM} .

Come nei paragrafi precedenti, le velocità di rotazione del motore termico e del motore elettrico sono imposti dalla velocità del veicolo, secondo la logica backward del modello,

dai rapporti di trasmissione e dalla marcia inserita. La velocità di rotazione del motore elettrico è determinata tramite la (2.2.16), quella del motore termico è determinata tramite le (2.2.23) e (2.2.24).

È importante notare che la convenienza in termini di efficienza globale del powertrain dipende dall'entità dell'aumento di rendimento del motore termico tramite il Torque Assist: abbassare di poco il carico sul motore termico, con ridotto aumento della sua efficienza, utilizzando energia elettrica che deve comunque attraversare una cascata di rendimenti prima di essere trasferita a terra può portare ad un aumento delle perdite.

In altre parole, analogamente a quanto anticipato nel caso di Load Point Shift, nel caso in cui il carico applicato al motore termico imposto dalle condizioni di guida comporti già un rendimento sufficientemente elevato la convenienza di questa modalità sarebbe limitata, in quanto l'aumento delle perdite legate alla cascata di conversioni energetiche (trasmissioni meccaniche e conversioni elettriche) non sarebbe giustificata da un aumento sostanziale di efficienza del motore termico.

Anche in questo caso il concetto verrà approfondito in seguito, ma è comunque importante notare che già a livello concettuale non è facile determinare a priori quali siano le condizioni in cui conviene utilizzare una certa modalità.

2.2.6 Frenata Rigenerativa

Con frenata rigenerativa (Regenerative Braking, RB) si intende la modalità di funzionamento in cui viene applicata una coppia resistente dalla macchina elettrica che provoca due effetti congiunti: la frenatura del veicolo e la generazione di energia elettrica a monte del generatore. Questa modalità permette di recuperare parte dell'energia cinetica e dell'energia potenziale del veicolo, e immagazzinarla in batteria.

Nell'ambito autoveicolistico la frenata rigenerativa è utilizzata sulla quasi totalità dei veicoli ibridi, e la sua applicazione e controllo, in termini di ripartizione tra asse anteriore e posteriore e tra frenata rigenerativa e frenata idraulica, nonostante sia stata ampiamente discussa, è ancora tema di sviluppo [5]. In ambito motociclistico risulta più complicato definire la ripartizione della frenata, dato che tradizionalmente viene totalmente affidata al pilota; solo in alcuni casi specifici si utilizzano sistemi di tipo CBS (Combined Brake System) per controllare il bilanciamento della frenatura [6].

Al fine di modellare la modalità di frenata rigenerativa è stata assunta una ripartizione della frenatura costante: 35% della potenza frenante attribuita al posteriore e il restante all'anteriore. Questo bilanciamento della frenata è stato considerato pari alla ripartizione di frenata ottimale in condizioni di aderenza medio-bassa tra superficie stradale e pneumatico, come indicato da [3]. Inoltre, per semplicità del modello, i cui obiettivi sono focalizzati principalmente su altri aspetti, è stato ipotizzato che, come freno posteriore, venga utilizzato soltanto il freno elettromagnetico.

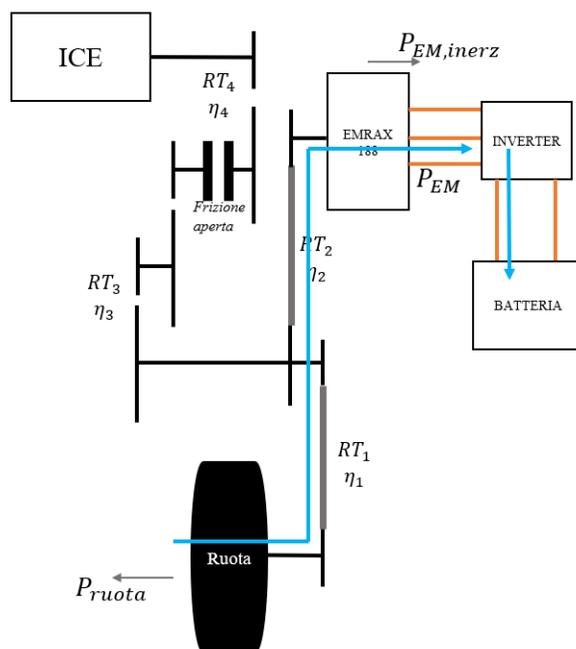


Figura 2.2.7: Schema del flusso di potenze in modalità Regenerative Braking

Come anticipato, durante la frenata rigenerativa la macchina elettrica applica una coppia resistente che si traduce in frenatura del veicolo, sarà quindi la potenza trasmessa dalla ruota posteriore alla trasmissione ad entrare nel sistema per poi essere convertita in energia elettrica. Per questo motivo in questo caso i rendimenti della trasmissione andranno a ridurre la potenza meccanica che viene trasmessa al generatore.

Inoltre, si ipotizza che in frenata la frizione venga aperta e il motore termico spento ogni volta che ciò sia possibile: la sua inerzia non influisce durante la frenata.

$$PME = 0$$

$$rpm_{ICE} = 0 \text{ se motore termico spento}$$

$$rpm_{ICE} = rpm_{ICE,min} \text{ altrimenti}$$

Lo schema dei flussi di potenza diventa quello mostrato in Figura 2.2.7. Il bilancio di potenza:

$$(P_{EM} - P_{in,EM}) = P_{ruota} R_b \eta_1 \eta_2 \quad (2.2.39)$$

Dove:

- R_b : coefficiente di ripartizione della frenata espresso in potenza frenante al posteriore su potenza frenante totale.

Si noti che in questo caso la potenza alla ruota avrà segno negativo, ovvero, considerando la logica backward del modello che impone di seguire in ogni istante la velocità indicata dal profilo in input, sarà richiesta una potenza frenante per rispettare i valori di decelerazione o di frenatura in discesa.

A questo punto è facilmente determinabile il valore della coppia frenante C_{EM} applicata al generatore elettrico conoscendo la velocità di rotazione ω_{EM} , sempre proporzionale ai rapporti di trasmissione $RT_1 RT_2$ come esplicitato in precedenza (Equazione 2.2.16).

2.3 Gestione dell'Ibrido

2.3.1 Introduzione alla strategia Rule Based

Il powertrain ibrido è gestito da un controllore che, tramite opportuni algoritmi, decide la modalità di funzionamento ritenuta più adeguata alle condizioni che si presentano. La sua funzione è quella di determinare come possa essere soddisfatta la richiesta di potenza in termini di quali componenti forniscono potenza e in quale rapporto. In questo caso studio la strategia che è stata elaborata e implementata prende in considerazione vari parametri del modello, a titolo di esempio si citano alcuni tra quelli di maggiore rilevanza, quali:

- La velocità del veicolo
- La potenza richiesta
- La coppia richiesta
- Lo stato di carica della batteria

È facile intuire come questi parametri siano di primaria importanza per la scelta della modalità di funzionamento che meglio si adatta alle esigenze di guida.

È importante inizialmente chiarire quale sia l'obiettivo della strategia di gestione dell'ibrido (anche indicata con EMS, Energy Management Strategy). Essa infatti deve:

- Soddisfare la richiesta di coppia del guidatore. Nel caso studio, trattandosi di un modello backward, ciò si traduce nella esecuzione del ciclo guida in ogni suo istante, andando a soddisfare la richiesta di coppia imposta dal profilo di velocità.
- Garantire il funzionamento in Charge Sustaining. Ovvero mantenere lo stato di carica della batteria all'interno di un preciso intervallo di stato di carica
- Minimizzare il consumo di combustibile. È obiettivo primario del powertrain ibrido sopperire alle inefficienze del motore termico in alcune condizioni di funzionamento, permettendo quindi un minore consumo.
- Minimizzare le emissioni di inquinanti.
- Garantire la guidabilità del veicolo.

La strategia elaborata in questo caso studio cerca di rispondere a tutte le esigenze elencate sopra, con l'obiettivo di esaltare i punti di forza del powertrain considerato e di mettere in luce le problematiche da affrontare in modo più approfondito.

Esistono vari tipi di strategie in letteratura, basate su algoritmi di diversa complessità, come è esposto in [7], dove tre tipi di strategie di ottimizzazione dei consumi vengono messe a confronto. In questo progetto si è deciso di sviluppare una strategia basata su regole (Rule

Based) ovvero su un diagramma decisionale, per via della sua facile implementazione e per la possibilità di trasferirla su centralina.

Il punto debole delle strategie di tipo Rule Based è che sono determinate dalla sensibilità di chi le sviluppa, e sono fatte su misura solo per un determinato powertrain. Inoltre, a seconda di come viene implementata la strategia, sono richieste molte correzioni e calibrizioni, al fine di trovare i giusti valori dei parametri che distinguono la scelta tra un funzionamento ed un altro [8]. Per fare un esempio sarebbe possibile definire una regola (estremamente semplice) per cui al di sotto di un certo valore di velocità il veicolo proceda in puro elettrico e oltre proceda in puro termico: servirebbero comunque delle iterazioni di prove o simulazioni per determinare il valore più opportuno della velocità a cui avviene il passaggio da una modalità all'altra. Alla fine del processo di calibrazione della strategia, ad ogni modo, questa probabilmente risulterebbe sub-ottimale per una certa missione.

Per i motivi sopra elencati gli algoritmi Rule Based ricadono nella categoria delle strategie euristiche, che riconoscendo nel motore termico la principale sorgente delle inefficienze, dato il suo limitato rendimento utile (rispetto a quello della macchina elettrica), tendono a mantenerlo nelle condizioni operative a maggiore efficienza. Per questa ragione è stato scelto di sviluppare una strategia che scelga la modalità da utilizzare in base al punto operativo del motore termico che si otterrebbe nella condizione base, ovvero in puro termico.

L'idea di fondo di questa strategia è:

1. Definire alcune aree del piano quotato del motore a combustione interna ed assegnare ad ogni area una modalità di funzionamento
2. Stimare dove si posizionerebbe il punto operativo in un certo istante se il veicolo operasse in PT.
3. A seconda dell'area in cui cade il punto operativo si seleziona la modalità di funzionamento
4. Vengono aggiunti vincoli alla possibilità di passaggio da una modalità ad un'altra.

In altre parole, la strategia viene “disegnata” sul piano quotato del motore a combustione interna, in modo da evitare alcune zone ad elevata inefficienza e da concentrare i punti operativi in zone a maggiore efficienza.

2.3.2 Motivazioni per la scelta della Strategia

Come descritto nel paragrafo precedente, l'obiettivo della strategia, al fine di ridurre il consumo di combustibile, e quindi le emissioni di CO_2 , è quello di mantenere il funzionamento del motore a combustione interna in condizioni di buona efficienza, ovvero evitare funzionamenti con rendimento troppo basso. Come anticipato ciò viene fatto andando a tracciare delle aree sul piano quotato che delimitano le condizioni operative associate ad una certa modalità di funzionamento.

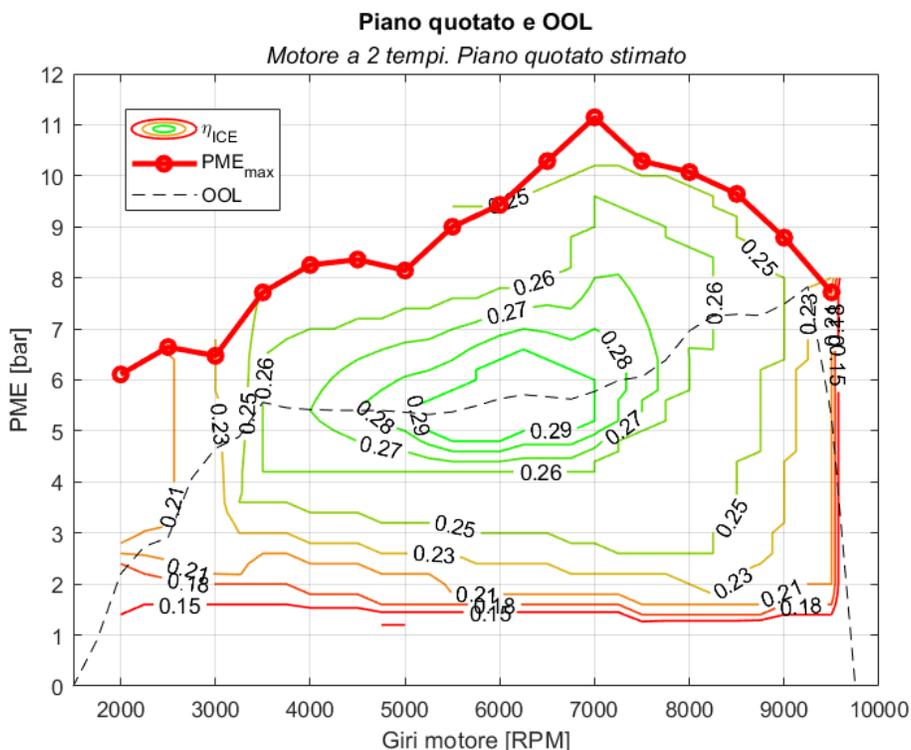


Figura 2.3.1: Piano quotato del motore a combustione interna 2 tempi oggetto dello studio, con indicazione della OOL

In Figura 2.3.1 è mostrata la mappa di rendimento del motore a combustione interna 2T utilizzata nel modello. Trattandosi di un motore in fase di progetto, in assenza di dati sperimentali riguardo i consumi specifici del motore reale, per una stima del piano quotato sono stati utilizzati i dati da [9], e adattati alla curva di pieno carico del motore oggetto dello studio. Quest'ultima è stata determinata tramite software di simulazione fluidodinamica 1-D su GTpower (Gamma Technologies $\text{\textcircled{R}}$) ad opera dell'Università di Modena e Reggio Emilia per conto di Hypertec Solutions; simulazione basata sulla versione monocilindrica del motore, i cui risultati di prestazioni massime sono stati proporzionati sul bicilindrico (a parità di PME si è raddoppiata la cilindrata). Si tratta quindi di dati di rendimento stimati ma basati su quelli misurati su un motore esistente simile a quello oggetto dello

studio (entrambi motori a 2 tempi, di derivazione enduro, di identica cilindrata e dimensioni interne, stessa lunghezza della biella) per cui avente caratteristica ragionevolmente simile.

È possibile notare che la mappa di rendimento mostra delle zone ad efficienza ridotta (zona a sinistra e in basso sul piano quotato): è ragionevole pensare che la strategia debba evitare che le condizioni operative del motore a combustione interna ricadano in queste aree. Una possibilità è utilizzare la modalità PE per soddisfare la richiesta di potenza, sostituendo così il funzionamento a basso rendimento del motore termico con l'elevata efficienza del motore elettrico. Un'altra possibilità è operare in modalità LPS e spostare il punto operativo verso la OOL, aumentando il carico al motore termico e facendo confluire parte della potenza erogata, convertendola in potenza elettrica, verso la batteria.

Analogamente, se la richiesta di coppia determinasse un elevato carico al motore termico, che si troverebbe a lavorare a valori di PME superiori alla OOL, utilizzando la modalità TA si potrebbe ottenere un aumento di rendimento del motore termico, in quanto (come già sottolineato nel paragrafo TA) si avvicinerebbe il punto operativo alla OOL.

Un ultimo esempio potrebbe essere il caso in cui il punto di funzionamento nella modalità PT sia già sufficientemente vicino alla zona centrale della mappa (quella a rendimento massimo in Figura 2.3.1): in tal caso operare in modalità LPS o TA non produrrebbe un beneficio sufficiente (in termini di aumento di rendimento) tale da compensare le perdite introdotte dalla cascata di conversioni elettromeccaniche.

Si intuisce quindi che le condizioni di funzionamento possono essere divise grossolanamente in quattro zone:

- Zona in basso e a sinistra sulla mappa: un punto di funzionamento del motore termico che cade in questa zona si presta idealmente ad essere sostituito con il funzionamento in PE.
- Zona centrale al di sotto della OOL: un punto di funzionamento del motore termico che cade in questa zona può essere avvicinato alla OOL operando in modalità LPS e ricaricando la batteria.
- Zona centrale a rendimento prossimo a quello massimo: nel caso in cui la richiesta di potenza porti i punti di funzionamento del motore termico a posizionarsi in questa zona, si avrebbe una riduzione di rendimento globale utilizzando una modalità diversa dal puro termico (ad esclusione del puro elettrico, che comunque non riuscirebbe a soddisfare una tale richiesta di coppia in modo continuativo senza scaricare rapidamente la batteria).
- Zona centrale al di sopra della OOL: un punto di funzionamento del motore termico che cade in questa zona può essere avvicinato alla OOL operando in modalità TA, che aumenta la disponibilità di coppia.

È comprensibile che la delimitazione di queste zone influisce direttamente sul consumo di combustibile e sulla possibilità di completare la missione in charge sustaining. Rimane difficile individuare in modo deterministico la divisione più conveniente di queste zone in termini di consumo.

2.3.3 Determinazione della modalità di funzionamento più conveniente

In questo paragrafo viene mostrato tramite alcuni esempi come sia impossibile determinare quale sia la modalità di funzionamento più conveniente senza conoscere la missione di guida a priori. In particolare, verrà considerato il confronto tra l'efficienza globale del powertrain in modalità PT e in modalità LPS, nonostante ciò possa essere esteso alle altre modalità.

Il rendimento associato al funzionamento in LPS deve tener conto di:

- Una parte della potenza erogata che attraversa gli organi di trasmissione e viene trasferita alla ruota
- Una parte della potenza erogata che attraversa i vari organi di trasmissione, viene immagazzinata nella batteria di potenza e si ipotizza che possa essere utilizzata in puro elettrico.

Come anticipato nel paragrafo 2.2.4 il vantaggio della modalità LPS è duplice, in quanto si aumenta il rendimento del motore termico e si immagazzina energia elettrica nella batteria. Secondo quanto esposto il rendimento globale del powertrain operante in LPS, ipotizzando che il motore a combustione interna operi sulla OOL e che tutta l'energia elettrica immagazzinata venga utilizzata in un secondo momento, è descrivibile come:

$$\eta_{LPS} = r_{ruote} \cdot \eta_{dir,OOL} + r_{batt} \cdot \eta_{ind} \quad (2.3.1)$$

Dove:

- $\eta_{dir,OOL}$: rendimento globale dal motore termico operante sulla OOL alla ruota
- η_{ind} : rendimento del ramo "indiretto", come spiegato in seguito
- r_{ruote} : frazione di potenza erogata dal motore termico e trasferita alla ruota
- r_{batt} : frazione di potenza erogata dal motore termico e trasferita alla batteria

Il rendimento del ramo "diretto", ovvero dal motore a combustione interno alla ruota è dato dal prodotto dei rendimenti:

$$\eta_{dir,OOL} = \eta_{ICE,OOL} \cdot \eta_4 \cdot \eta_3 \cdot \eta_1 \quad (2.3.2)$$

Il rendimento del ramo "indiretto" ovvero della catena di conversioni elettromeccaniche a partire dal motore termico, verso la batteria, fino alla ruota (ipotizzando di utilizzare nello stesso momento tutta l'energia elettrica immagazzinata) risulta:

$$\eta_{ind} = \eta_{ICE,OOL} \cdot \eta_4 \cdot \eta_3 \cdot (\eta_2)^2 \cdot \eta_{EM,chg} \cdot \eta_{inv,chg} \cdot \eta_{batt,chg} \cdot \eta_{batt,dis} \cdot \eta_{inv,dis} \cdot \eta_{EM,dis} \cdot \eta_1 \quad (2.3.3)$$

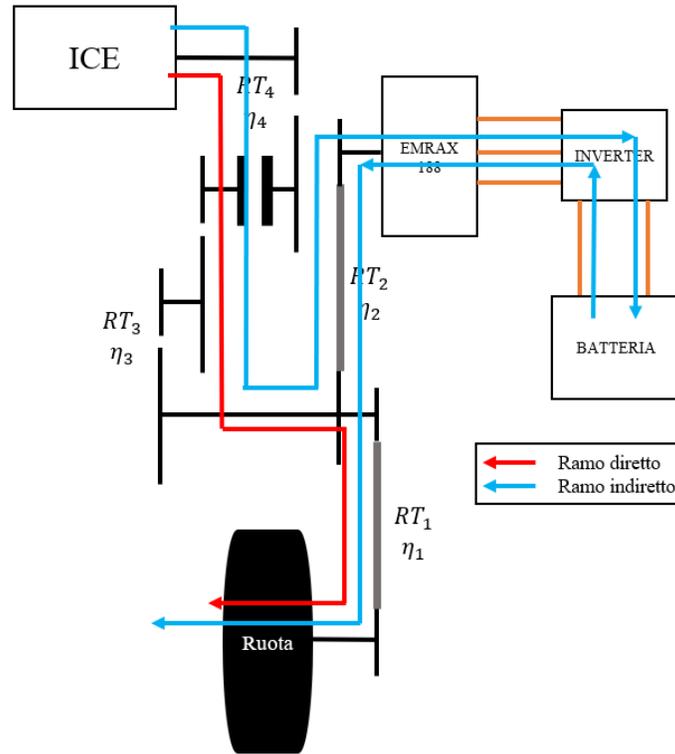


Figura 2.3.2: Schema indicante il percorso delle possibili conversioni energetiche dalla sorgente del sistema (ICE) fino al pozzo (Ruota), in modo diretto o tramite preliminare conversione elettrica.

Da questa formula risulta evidente che, per poter determinare l'efficienza globale del funzionamento in LPS sia necessario conoscere il modo (e quindi le efficienze) con cui si utilizzerà l'energia immagazzinata nella batteria. Ciò non è possibile a priori e quindi, al fine di eseguire un confronto di massima tra la modalità puro termico e la modalità LPS, si ipotizza che i rendimenti in scarica (ignoti a priori) siano uguali a quelli in carica (noti al momento in cui si utilizza la modalità LPS). La formula del rendimento globale del ramo indiretto diventa:

$$\eta_{ind} = \eta_{ICE, OOL} \cdot \eta_4 \cdot \eta_3 \cdot (\eta_2 \cdot \eta_{EM, chg} \cdot \eta_{inv, chg} \cdot \eta_{batt, chg})^2 \cdot \eta_1 \quad (2.3.4)$$

Si vuole confrontare il rendimento globale del funzionamento in LPS con la modalità che si utilizzerebbe in alternativa, in questo caso il puro termico. Il rendimento globale corrispondente al funzionamento in PT, al fine di effettuare un confronto coerente, non consiste nel solo rendimento del motore termico operante in certe condizioni imposte dal ciclo guida, ma deve considerare anche il futuro funzionamento in PT che non potrà essere sostituito dal funzionamento in PE, poiché non verrebbe accumulata energia elettrica utilizzabile in seguito. L'espressione del rendimento globale per il ramo diretto diventa quindi:

$$\eta_{dir} = (r_{ruote} \cdot \eta_{ICE,PT,att} + r_{batt} \cdot \eta_{ICE,PT,fut}) \cdot \eta_4 \cdot \eta_3 \cdot \eta_1 \quad (2.3.5)$$

Di nuovo, con l’obiettivo di effettuare un confronto coerente con il rendimento globale in LPS, viene messa in luce l’esigenza di conoscere il rendimento del motore termico operante in modalità PT in futuro, informazione non nota a priori. In questo caso l’unica cosa che rimane possibile è ipotizzare un rendimento futuro del motore termico, utilizzando un valore di rendimento che può corrispondere alle zone della mappa attribuite al funzionamento in PE, ovvero le zone che non sarebbero evitabili se non si fosse ricorso al LPS. Purtroppo, la zona in questione risulta avere rendimenti, seppur bassi, comunque molto variabili, trattandosi di zone a carico molto ridotto.

In sintesi, la modalità LPS conviene rispetto alla modalità PT, in termini di rendimento, nel caso in cui l’aumento di rendimento dovuto all’aumento del carico, unito al beneficio derivante dal fatto che in futuro si possano evitare funzionamenti a rendimento estremamente ridotto, superi le perdite introdotte dalle molteplici conversioni elettromeccaniche.

Di seguito un esempio numerico (Tabelle 2.3.1 e 2.3.2) che mostra quanto la convenienza di una o dell’altra modalità sia influenzata da quale punto funzionamento del motore termico si riesce ad evitare in futuro utilizzando il puro elettrico grazie alla carica accumulata con la modalità LPS.

Tabella 2.3.1: Esempio 1

LPS	PME	2.84	bar	$\eta_{ICE,LPS}$	21.00%	$\eta_{ICE,LPS}$	21.00%	η_{dir}	0.1897	$\eta_{ICE,PT}$	14.00%				
	rpm	2428	RPM		η_1		0.965		η_4		0.965	r_{ruote}	0.32	r_{ruote}	0.32
	η	21.00%			η_3		0.97		η_3		0.97	η_{ind}	0.112	$\eta_{ICE,fut}$	10%
	Pu	6.7	kW		η_4		0.965		η_2		0.965	r_{batt}	0.68	r_{batt}	0.68
PT	PME	0.9	bar	η_{dir}	0.1897	η_{EM}	0.9	$\eta_{LPS,glob}$	0.136	η_{RT_1}	0.965				
	rpm	2428	RPM				η_{inv}				0.93	η_{RT_3}	0.97		
	η	14.00%					η_{batt}				0.95	η_{RT_4}	0.965		
	Pu	2.1	kW				η_{RT_1}				0.965	$\eta_{PT,glob}$	0.102		
						η_{ind}		0.112							
r_{ruote}		0.32													
r_{batt}		0.68													

Tabella 2.3.2: Esempio 2

LPS	PME	2.84	bar	$\eta_{ICE,LPS}$	21.00%	$\eta_{ICE,LPS}$	21.00%	η_{dir}	0.1897	$\eta_{ICE,PT}$	14.00%				
	rpm	2428	RPM		η_1		0.965		η_4		0.965	r_{ruote}	0.32	r_{ruote}	0.32
	η	21.00%			η_3		0.97		η_3		0.97	η_{ind}	0.112	$\eta_{ICE,fut}$	18%
	Pu	6.7	kW		η_4		0.965		η_2		0.965	r_{batt}	0.68	r_{batt}	0.68
PT	PME	0.9	bar	η_{dir}	0.1897	η_{EM}	0.9	$\eta_{LPS,glob}$	0.136	η_{RT_1}	0.965				
	rpm	2428	RPM				η_{inv}				0.93	η_{RT_3}	0.97		
	η	14.00%					η_{batt}				0.95	η_{RT_4}	0.965		
	Pu	2.1	kW				η_{RT_1}				0.965	$\eta_{PT,glob}$	0.151		
						η_{ind}		0.112							
r_{ruote}		0.32													
r_{batt}		0.68													

2.3.4 Strategia Rule Based a Mappe Discontinue

Come discusso nel paragrafo 2.3.2 è possibile dividere il piano quotato del motore termico, stimare dove si posizionerebbe il punto di funzionamento in ogni istante se si utilizzasse la modalità PT e, a seconda dell'area in cui ricade il punto, adottare la modalità più opportuna. In questa sezione viene illustrato come è stata eseguita la divisione delle aree in questione. Come si vedrà in seguito non sarà sufficiente definire una sola mappa per soddisfare tutte le richieste evidenziate nel paragrafo 2.3.1.

Per riassumere, il procedimento seguito dal modello per la scelta della modalità è:

1. Se si è in condizione di frenata, si utilizza la modalità RB, altrimenti si procede di seguito.
2. Ipotizzando il funzionamento in PT si calcolano i valori di carico e giri del motore termico
3. Posizionando il punto operativo ottenuto al punto (1) sul piano quotato, questo si posiziona in una delle aree tracciate che definiscono la strategia
4. Viene selezionata la modalità di funzionamento associata all'area in cui cade il punto
5. Considerando la modalità scelta, vengono dati in output i punti di funzionamento del motore termico (rpm, PME) e della macchina elettrica (rpm, C).

Innanzitutto, è necessario evidenziare che un veicolo ibrido gestito secondo la logica del charge sustaining deve mantenere il suo stato di carica, (State of Charge, SOC) definito come il rapporto tra la quantità di carica presente nella batteria e la sua capacità massima, all'interno di un intervallo ristretto della massima capacità possibile, perché in questo modo è possibile operare nelle condizioni in cui la resistenza interna della batteria è minima e vengono ridotti gli effetti di aging [10]. Per questo motivo è stato imposto che lo stato di carica della batteria debba essere compreso tra i valori 55% e 80%. In condizioni di SOC compreso tra i due limiti imposti e non troppo prossimo a entrambi (si consideri 68% come esempio) l'obiettivo principale della strategia è la riduzione del consumo di combustibile; quindi, verranno adottate logiche coerenti con quanto discusso nel paragrafo 2.3.2.

Viene tracciata la mappa per le condizioni di carica "normale", mostrata schematicamente in Figura 2.3.3. Come anticipato, la più opportuna forma e posizione delle aree tracciate è frutto di prove e calibrations eseguite a modello completo, in base alle esigenze di prestazioni, consumi e vincoli di guida. Di seguito vengono espone in modo qualitativo le logiche con cui sono stati tracciati i confini delle varie zone:

- PE: la marcia in puro elettrico è limitata dalla potenza continuativa erogabile dalla macchina elettrica, oltre che dalla scarica eccessivamente rapida della batteria (limite tracciato a bassi valori di PME, nella zona centrale della mappa, con andamento

iperbolico), inoltre, viene imposto un limite arbitrario relativo ad una certa velocità di rotazione del motore termico, al di sotto della quale il suo rendimento risulta ridotto. Superiormente la zona è limitata dalla potenza massima erogabile dalla macchina elettrica, mentre nel verso di RPM crescenti, è limitata dalla massima velocità di rotazione della macchina elettrica.

- LPS: la modalità in LPS trova la sua massima efficacia in una zona in cui ad un aumento del carico corrisponde un opportuno aumento del rendimento, mentre la zona della mappa viene limitata superiormente perché se la modalità PT portasse ad un punto di funzionamento abbastanza vicino alla OOL (come discusso nelle sezioni 3.3.2 e 3.3.3), l'aumento di perdite relative alle conversioni elettromeccaniche associate al LPS non sarebbe compensato da un adeguato aumento di rendimento del motore termico.
- PT: la zona associata alla modalità PT è delimitata da valori sufficientemente elevati di rendimento utile. Per condizioni in cui si oltrepassi la massima velocità di rotazione della macchina elettrica l'unica modalità utilizzabile risulterebbe il PT.
- TA: il funzionamento in TA viene utilizzato al fine di avvicinare il punto operativo del motore termico alla OOL, aumentandone il rendimento, o con finalità prestazionali, fornendo un surplus di coppia alla trazione

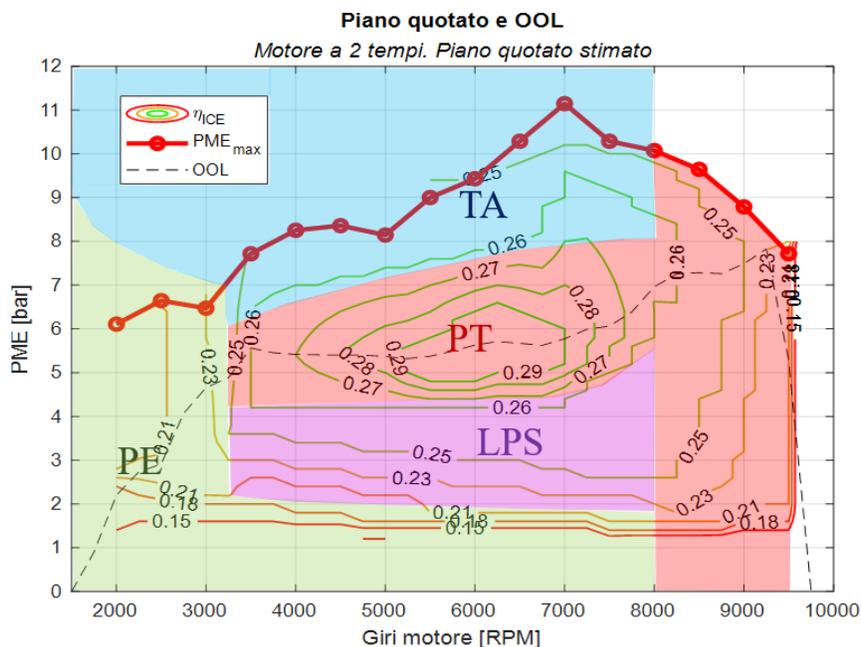


Figura 2.3.3: Strategia a mappe discontinue: mappa per carica della batteria "normale"

La mappa risultante permette di ottenere una strategia di gestione dell'ibrido di tipo euristico, ma non garantisce il funzionamento in Charge Sustaining. Infatti, se la missione

di guida comprendesse ridotte potenze per la trazione, la strategia potrebbe reputare la modalità PE come la più indicata per soddisfare le richieste e, prolungando tale funzionamento nel tempo, si potrebbe raggiungere il limite inferiore del SOC ammesso. In altri termini, una sola mappa non è sufficiente, poiché non permette di gestire la scarica eccessiva della batteria.

Per risolvere questo problema è possibile introdurre uno stato di “carica di emergenza” della batteria, che viene attivato nel momento in cui il SOC raggiunge la soglia inferiore e permane fino al raggiungimento di un arbitrario valore di SOC, pari, nel caso studio, a 60%. In questo caso la priorità della strategia diventa ristabilire un livello adeguato di carica della batteria nel minor tempo possibile, in modo da poter tornare alla configurazione a SOC “normale”. La mappa viene mostrata schematicamente in Figura 2.3.4.

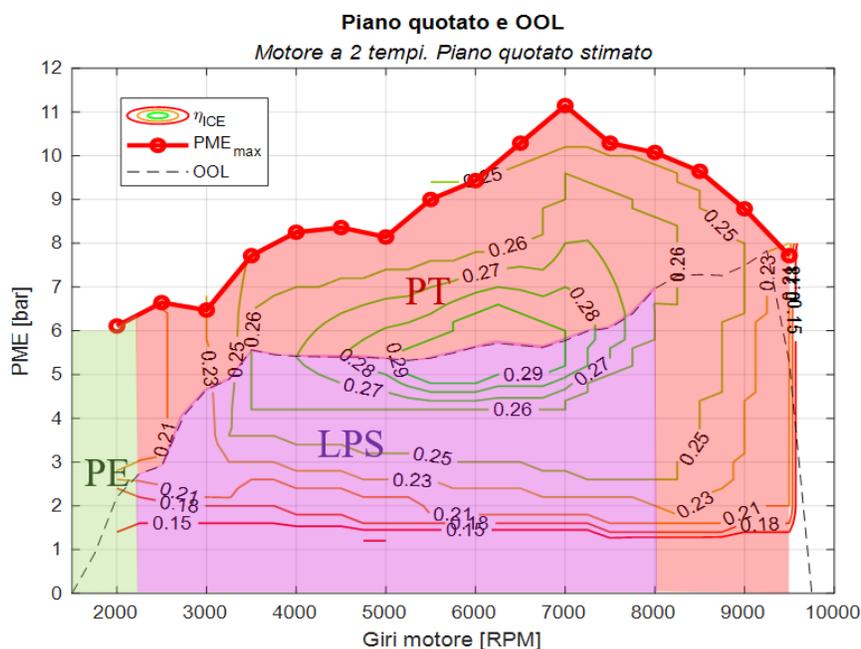


Figura 2.3.4: Strategia a mappe discontinue: mappa nello stato di “carica di emergenza”

- PE: in questo caso la zona associata alla modalità PE viene ridotta alla funzione di assistenza all’avvio, ovvero può essere utilizzata fino ad una soglia di velocità piuttosto ridotta, che caratterizza l’avviamento. In queste condizioni il consumo di energia elettrica è ridotto e quindi si permette di utilizzare il PE anche in condizioni di batteria molto scarica, solo se il valore di SOC è superiore al 55%. Si ipotizza che il veicolo non venga utilizzato per periodi eccessivamente prolungati a velocità molto basse.
- LPS: la zona associata alla modalità LPS viene estesa col fine di caricare più rapidamente la batteria; tutti i punti al di sotto della OOL, ad esclusione di quelli a RPM

molto bassi, rientrano nella zona LPS, si accettano anche funzionamenti a rendimento utile del motore termico piuttosto ridotti.

- PT: la zona associata alla modalità PT comprende tutti i punti che si trovano al di sopra della OOL, in cui un aumento del carico orientato alla ricarica della batteria provocherebbe una riduzione di rendimento.
- TA: la zona associata alla modalità TA scompare, si punta a conservare la batteria per i funzionamenti in PE alle basse potenze.

In questo modo è possibile ripristinare il livello di SOC al di sopra della soglia desiderata (in questo caso scelta pari al 60%), una volta che ciò avviene la strategia torna ad utilizzare la mappa a “carica normale” per la scelta della modalità.

Analogamente, nel caso in cui il veicolo, in condizioni di “carica normale” si trovi a funzionare ad elevate potenze, in modalità LPS, per periodi di tempo prolungati, lo stato di carica potrebbe eccedere il limite superiore imposto. È necessario quindi utilizzare una mappa di “scarica di emergenza” per evitare overcharge della batteria: la Figura 2.3.5 riporta una rappresentazione schematica della mappa.

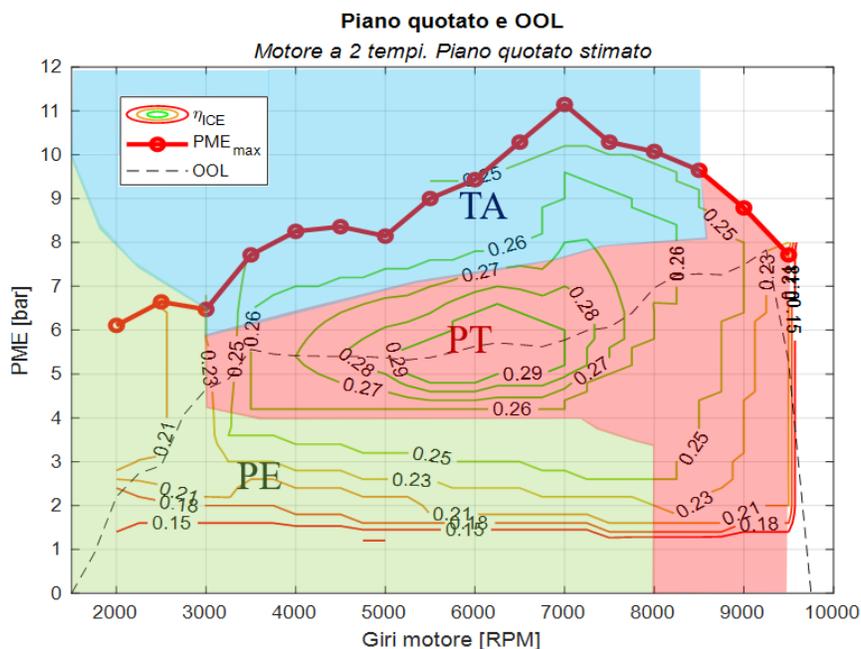


Figura 2.3.5: Strategia a mappe discontinue: mappa nello stato di “scarica di emergenza”

La strategia in “scarica di emergenza” permane fino al raggiungimento di una soglia di SOC arbitraria, nel caso studio è stata imposta pari al 75%.

Per riassumere quanto esposto sopra:

- Per SOC compreso tra 55% e 80% come default viene utilizzata la mappa a “carica normale”, mostrata in Figura 2.3.3.

- Se il SOC raggiunge il valore di 55% si entra in “carica di emergenza” (Figura 2.3.4). Tale stato permane fino al raggiungimento del 60% di stato di carica.
- Se il SOC raggiunge il valore di 80% si entra in “scarica di emergenza” (Figura 2.3.5). Tale stato permane fino al raggiungimento del 75% di stato di carica.

2.3.5 Strategia A-Rule Based

Come è intuibile dal paragrafo precedente, la strategia più appropriata dipende strettamente dallo stato di carica della batteria: per batteria maggiormente carica è possibile estendere il funzionamento in PE, mentre con carica in diminuzione può convenire utilizzare il LPS per ripristinare un certo livello di SOC. Utilizzando la strategia a mappe discontinue (discussa nel paragrafo 2.3.2) è possibile che per prolungate richieste di potenza medio-bassa si ottenga un'oscillazione tra lo stato di “carica normale” e di “carica di emergenza”.

È facile intuire che tra le tre mappe utilizzate nella strategia a “mappe discontinue” ci siano delle situazioni intermedie, in cui né la mappa in “carica normale” né le altre due risultano appropriate. Ciò dipende strettamente dallo stato di carica della batteria di potenza, che influisce su quale modalità di funzionamento sia la più appropriata in un certo istante.

Avendo definito, con la strategia precedente (quella a mappe discontinue) tre situazioni “limite”, ovvero con SOC standard, SOC molto basso e SOC molto elevato, si intuisce che sia opportuno collegare queste situazioni mediante stati intermedi, in cui le forme delle aree della mappa variano in funzione dello stato di carica. Si tratta di far adattare la mappa al valore di SOC istantaneo.

In questo caso si tratta di una strategia di tipo Adaptive Rule Based Strategy (A-RBS) [11] ovvero una strategia in cui le regole utilizzate dalla logica di controllo per scegliere la modalità di propulsione vengono modificate in base a determinati parametri. I vantaggi di questo tipo di Energy Management System, in cui il parametro utilizzato per l'adattamento è lo stato di carica della batteria, sono:

- La strategia risulta svincolata dall'ottimizzazione “cycle-dependent”, ovvero non è necessario calibrare la strategia per un determinato ciclo guida particolare, piuttosto conviene calibrare in base alle caratteristiche globali del powertrain, come il piano quotato del motore termico e le efficienze del ramo elettrico.
- L'adattamento in base allo stato di carica, per sua natura, evita che si raggiungano i limiti inferiore e superiore dell'intervallo utilizzabile di capacità della batteria.
- È implementabile a bordo veicolo, non richiede la conoscenza a priori della missione di guida e non richiede parametri empirici, come la funzione di costo delle strategie ECMS [12].
- I risultati che si ottengono sono facilmente interpretabili, ovvero è facile risalire al processo logico che ha portato alla selezione di una modalità.

La Figura 2.3.6 mostra qualitativamente come si modificano i limiti della mappa al variare dello stato di carica della batteria.

Come anticipato si tratta di collegare tramite degli stati intermedi le tre configurazioni limite viste nel paragrafo 3.3.4: per farlo si utilizza una funzione che riceve in input lo

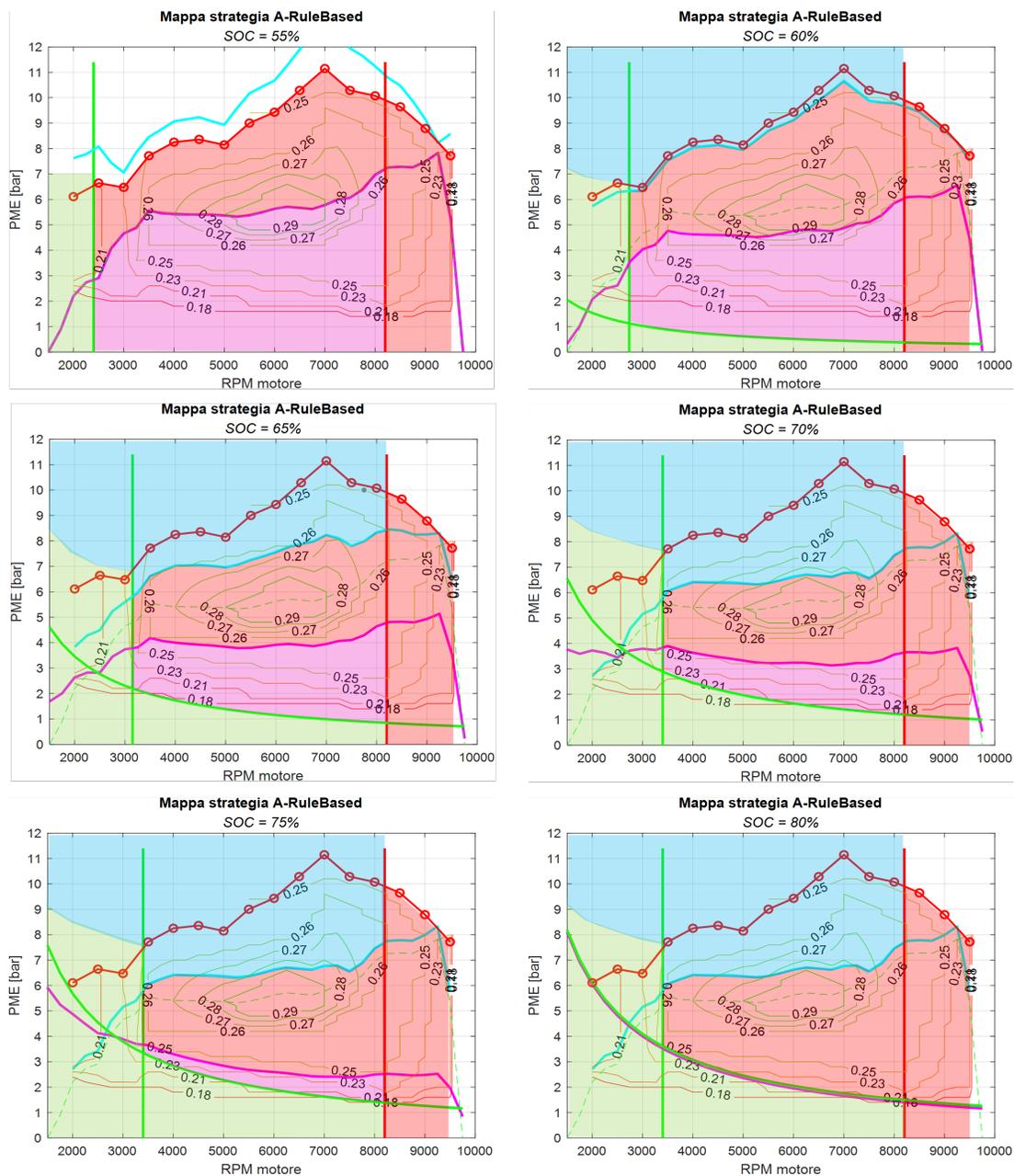


Figura 2.3.6: Variazione della mappa usata per la strategia A-RB

stato di carica della batteria e restituisce la suddivisione delle aree della mappa. Da questa funzione dipende il risultato complessivo in termini di consumo globale del veicolo, siccome impatta direttamente sulla strategia.

Si noti che non vi sono vincoli sul funzionamento in Charge Sustaining propriamente detto, ovvero non vengono imposte condizioni sul valore di stato di carica iniziale e finale. Ciò è dovuto ad una scelta orientata all'utilizzo reale del veicolo, dove è possibile conoscere il valore di SOC iniziale, ma non è possibile identificare un istante finale a cui valutare il SOC, mentre ciò che risulta maggiormente importante è minimizzare il consumo in modo

globale.

In Figura 2.3.7 viene riportato a titolo di esempio l'andamento dello stato di carica nel tempo, ottenuto a modello completo considerando il veicolo di riferimento sul ciclo guida WMTC, con SOC iniziale pari al 60%.

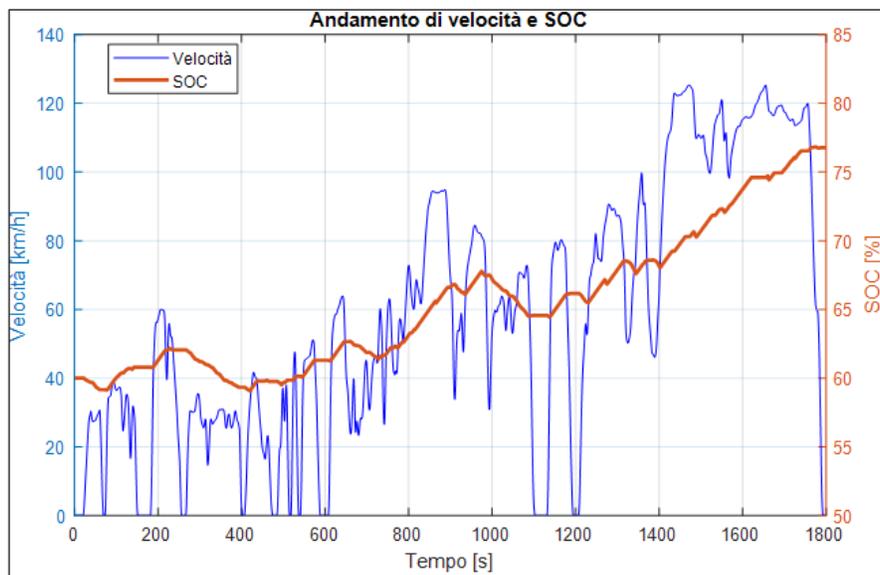


Figura 2.3.7: Andamento dello stato di carica della batteria nel caso in cui venga seguito il ciclo di omologazione WMTC. SOC iniziale pari al 60%

2.3.6 Vincoli alla Strategia

Nei paragrafi precedenti sono state spiegate le logiche con cui è stata definita la strategia. L'obiettivo principale di tale strategia è la minimizzazione del consumo di combustibile e il mantenimento della carica della batteria. In questo paragrafo verranno discussi alcuni dei vincoli al contorno, quali:

- Il vincolo sulla frequenza di accensione e spegnimento del motore termico.
- Il vincolo relativo alla temperatura minima del catalizzatore.

La strategia fin ora descritta sceglie in ogni istante una modalità di funzionamento ritenuta più conveniente. È possibile che in ogni istante la modalità indicata sia diversa da quella precedente e quindi l'algoritmo indichi di effettuare il passaggio da una modalità all'altra. Tale passaggio nella pratica è associato all'attuazione di alcuni componenti fisici, quali lo starter del motore a combustione interna o la frizione, che può richiedere un determinato tempo. Inoltre, il passaggio troppo frequente tra modalità diverse rischia di rovinare il feeling del pilota, che su un motoveicolo è di primaria importanza.

In una situazione in cui le condizioni operative siano al limite tra la scelta di una modalità a motore termico spento e una modalità a motore termico acceso, piccole variazioni della richiesta di potenza (o dello stato di carica della batteria) possono comportare l'oscillazione tra le due modalità. Ad esempio, nel caso in cui vi sia funzionamento in PE prolungato e costante il valore di SOC potrebbe scendere fino al momento in cui, nelle stesse condizioni di guida, la strategia scelga il LPS. In questo caso verrebbe acceso il motore a combustione interna e applicata una coppia negativa alla macchina elettrica (par. 2.2.4), caricando la batteria. Un minimo aumento di SOC potrebbe, nell'istante successivo, portare a considerare la modalità PE come più appropriata, spegnendo il motore termico e applicando una coppia positiva per la trazione alla macchina elettrica. La situazione potrebbe ripetersi e portarsi avanti nel tempo, provocando un'oscillazione tra la modalità PE e LPS con frequenza eccessivamente elevata (1 Hz nell'esempio).

È quindi necessario porre alcuni vincoli al passaggio da una modalità a motore termico spento ad una a motore termico acceso e viceversa. Per farlo si impone una durata temporale minima per cui il motore termico deve restare acceso: in questo intervallo le uniche modalità disponibili alla trazione saranno quelle che lo coinvolgono attivamente (quindi PT, LPS, TA). Per quanto riguarda la frenata, la strategia punta sempre ad utilizzare frenata rigenerativa con motore termico spento e frizione disinnestata (par. 2.2.6), ma nel caso in cui il motore termico sia stato acceso per un tempo inferiore a quello minimo, questo resterebbe al regime di minimo con frizione disinnestata.

Il valore dell'intervallo temporale minimo di motore acceso richiede una attenta analisi, poiché impatta su: consumi, numero di accensioni (e quindi durata dello starter), temperatura del catalizzatore. Una riduzione della durata minima di motore termico acceso provoca

una riduzione dei consumi, perché permette alla strategia di scegliere la modalità più appropriata, mentre un aumento di questo intervallo forza la strategia a scegliere modalità che consumano combustibile. In Figura 2.3.8 è mostrato l'andamento del consumo globale e del numero di avviamenti del motore termico in funzione della durata minima di motore acceso.

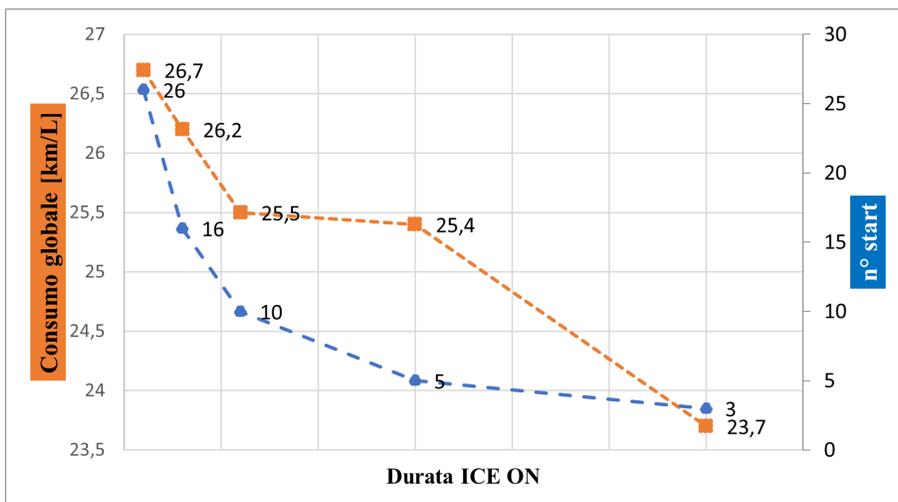


Figura 2.3.8: Andamento di consumi e numero di avviamenti al variare della durata minima di motore acceso. Valori ottenuti su ciclo WMTC con SOC iniziale circa pari al SOC finale.

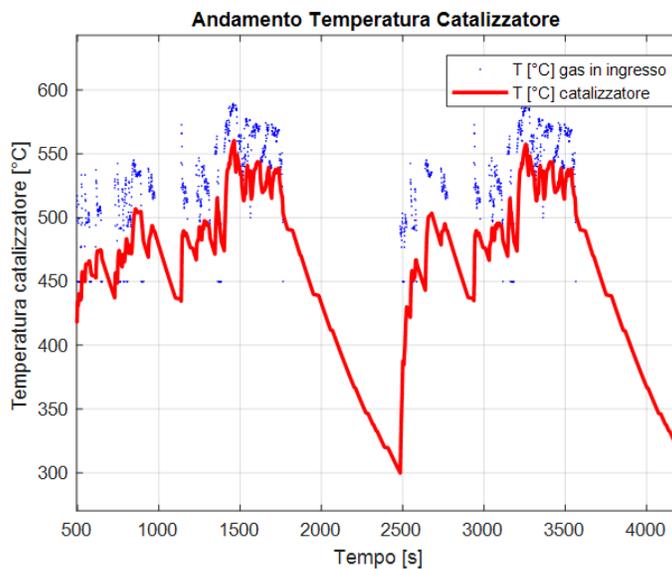


Figura 2.3.9: Esempio di intervento della strategia nel caso in cui la temperatura del catalizzatore scenda sotto i 300 °C.

Come verrà mostrato in seguito, è stato implementato un modello semplificato per la stima dello stato termico del catalizzatore. Come è noto la temperatura del catalizzatore

influenza direttamente la sua efficienza di conversione delle specie chimiche [13], [14], [15], per cui è necessario mantenerla al di sopra di una determinata soglia.

Per questo motivo la temperatura del catalizzatore viene utilizzata come vincolo allo spegnimento del motore termico, ovvero in condizioni di spegnimento prolungato (successivo alla prima accensione), nel caso in cui questa scenda al di sotto di una certa soglia, il controllore impone la riaccensione del termico, in modo da ripristinarla (e quindi la sua efficienza di conversione). La Figura 2.3.9 mostra un esempio di accensione del motore termico forzata per quanto appena descritto; nell'esempio, quando viene raggiunta la soglia di 300 °C il motore termico viene riacceso.

2.4 Modelli dei Componenti

In questa sezione verranno descritti i blocchi principali del modello e come sono stati realizzati, essi hanno l'obiettivo di modellare il funzionamento dei componenti del powertrain. Come anticipato si tratta di un modello di tipo backward, in cui si ipotizza che si possa sempre seguire il profilo di velocità, marcia imposta e pendenza utilizzati come input. La modellazione della dinamica longitudinale del veicolo, che permette di determinare la richiesta di potenza e di coppia nelle varie modalità di funzionamento è già stata discussa nella sezione 2.2.

2.4.1 Macchina Elettrica

La macchina elettrica utilizzata è un motogeneratore elettrico sincrono a flusso assiale a magneti permanenti, il cui nome commerciale è EMRAX 188, EMRAX d.o.o. Viene utilizzata la configurazione Low Voltage, con raffreddamento ad aria. I dati di targa sono riassunti nella Tabella 2.4.1, per il datasheet completo si faccia riferimento a [4].

Tabella 2.4.1: Dati di targa motogeneratore EMRAX 188

Dati di targa EMRAX 188	
Massa [kg]	7
Tensione massima [V dc]	110
Velocità di rotazione massima [RPM]	6500
Potenza massima di picco [kW]	52
Potenza massima continuativa [kW]	23
Coppia massima di picco [Nm]	90
Coppia massima continuativa [Nm]	40
Resistenza di fase interna [$m\Omega$]	0.8
Massima corrente [A rms]	800

All'interno del modello il blocco che rappresenta la macchina elettrica riceve in input il valore di velocità di rotazione (imposto da velocità del veicolo e rapporti di trasmissione) e il valore di coppia da applicare (decisa dalla strategia), mentre come output fornisce il valore di potenza richiesta (o fornita) al lato elettrico, data dalla somma di potenza meccanica erogata (o assorbita) e potenza elettrica dissipata.

$$P_{EM,el} = P_{EM} + P_{loss,el} \quad (2.4.1)$$

La caratteristica meccanica della macchina elettrica è mostrata in Figura 2.4.1, e viene ricavata da [4], considerando di specchiare la caratteristica dichiarata dal costruttore anche nella parte a coppia negativa (quindi nella zona di funzionamento da generatore). Ciò permette di stimare il rendimento del motogeneratore in ogni sua condizione di funzionamento.

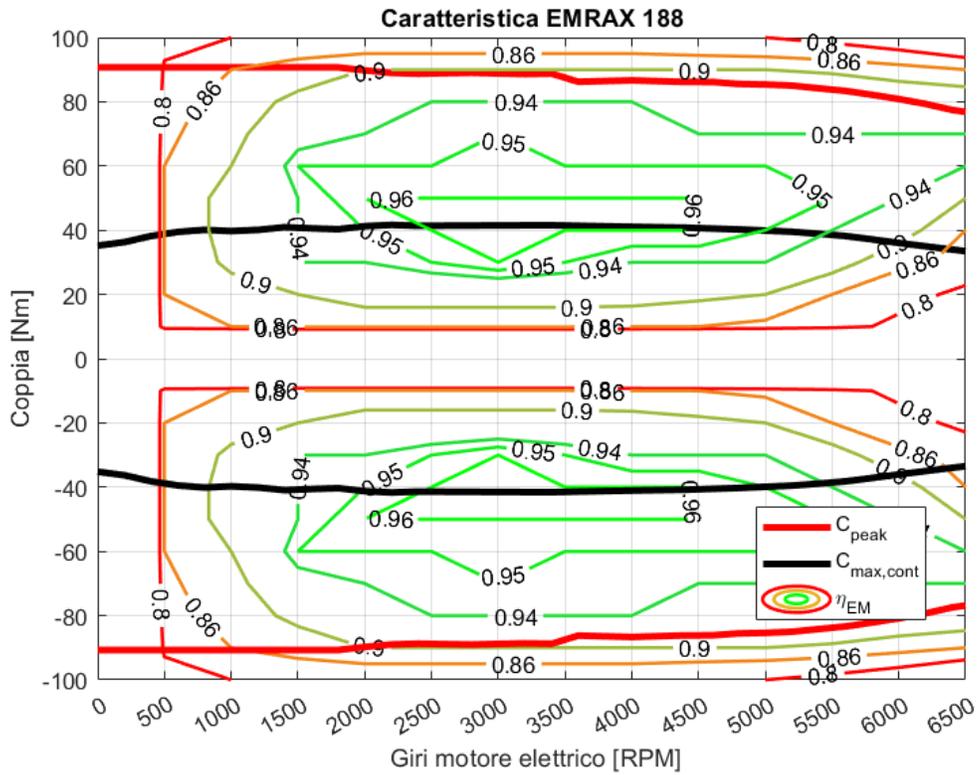


Figura 2.4.1: Caratteristica meccanica EMRAX 188. [4]

Il blocco che modella la macchina elettrica si riduce così ad una look-up table che, incrociando i dati di rendimento, potenza erogata e corrente allo spunto, determina la potenza elettrica dissipata nelle condizioni operative, tramite interpolazione. Tale potenza dissipata viene poi sommata a quella meccanica. Il valore della potenza al lato elettrico del motogeneratore viene utilizzato come input all'inverter.

2.4.2 Batteria

La batteria di potenza è l'elemento del powertrain incaricato di immagazzinare ed erogare potenza elettrica quando richiesto. In particolare, deve essere in grado di:

- Fornire la potenza necessaria alla trazione
- Immagazzinare una adeguata quantità di energia elettrica
- Contenere il peso complessivo, impattante sulla richiesta di potenza e sulla dinamica del veicolo.

È utile definire due tra le quantità più rilevanti di un pacco batterie [16]

- Capacità [Ah]: indica la quantità di carica massima che la batteria può fornire, il suo valore dipende dalle condizioni di scarica.
- Tensione nominale [V]: indica la tensione che sussiste tra i due poli della batteria, per cui essa è progettata.

È inoltre importante distinguere tra:

- Tensione a vuoto [V] (o Open Circuit Voltage, OCV), ovvero la tensione misurata ai capi della batteria in assenza di carico collegato, ovvero in assenza di corrente di scarica.
- Tensione ai poli [V] (o Terminal Voltage), ovvero la tensione misurata in condizione di carico collegato.

La batteria è composta da più celle agli ioni di Litio, che ne costituiscono l'elemento fondamentale. I parametri sopra definiti sono utilizzabili anche per definire le caratteristiche della singola cella. Le celle vengono collegate secondo lo schema più opportuno in modo da poter disporre della potenza e della capacità richieste.

La cella elementare può essere modellata in modo semplificato come mostrato nella Figura 2.4.2, attraverso un generatore di tensione ideale in serie ad una resistenza, definita resistenza interna della cella che, a questo livello di semplificazione, costituisce l'unica origine di dissipazione della batteria.

Celle collegate in serie tra loro costituiscono un ramo, i rami vengono poi collegati in parallelo. Complessivamente il numero di celle in serie N_s e il numero di rami in parallelo N_p costituiscono il dimensionamento preliminare della batteria, poiché definiscono la capacità e la tensione del pacco batteria.

Attraverso il circuito equivalente di Thévenin è possibile ridurre lo schema elettrico della batteria ad un generatore di tensione costante $V_{OC,eq}$ in serie alla resistenza equivalente R_{eq} . In particolare:

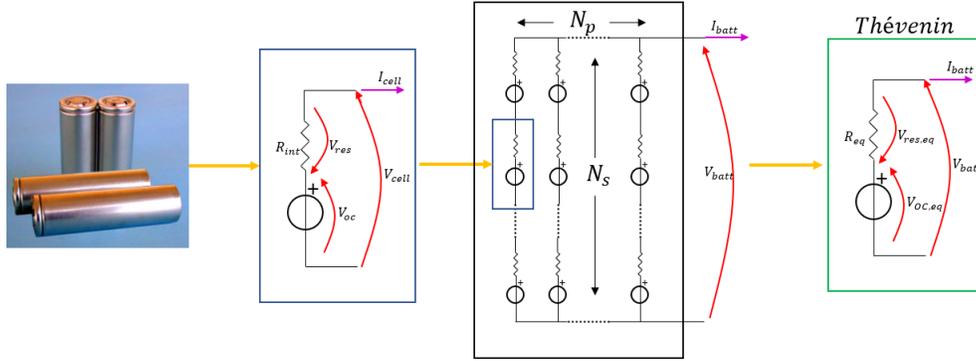


Figura 2.4.2: Modello semplificato della batteria, riduzione dello schema elettrico tramite circuito equivalente di Thévenin

$$V_{OC,eq} = V_{OC,cell} \cdot N_s \quad (2.4.2)$$

$$R_{eq} = \frac{N_s}{N_p} \cdot R_{int} \quad (2.4.3)$$

Conoscendo la capacità della singola cella è possibile calcolare la capacità della batteria e l'energia totale immagazzinabile:

$$C_{batt} = C_{cell} \cdot N_p \quad (2.4.4)$$

$$E_{batt} = I_{batt} \cdot V_{OC,eq} = N_p \cdot I_{cell,max} \cdot N_s \cdot V_{OC,cell} \quad (2.4.5)$$

Si noti che la corrente è considerata positiva con verso uscente, ovvero in scarica.

In questo caso studio la batteria è stata precedentemente dimensionata, ovvero è stato scelto il tipo di cella elementare da utilizzare e lo schema secondo cui collegare le celle per costituire il pacco batterie. Nella Tabella 2.4.2 vengono riportati i principali parametri caratteristici del pacco batterie, il datasheet, proveniente dalla rete è indicato in [17].

Come anticipato lo stato di carica (SOC) della batteria è dato dal rapporto tra la quantità di carica effettivamente immagazzinata nella batteria e la quantità di carica presente dopo un completo ciclo di ricarica (Equazione 2.4.6). Il valore di capacità massima della batteria non è costante nel tempo, ma varia per via di un fenomeno chiamato “aging”. Nonostante ciò, ai fini del modello, questo fenomeno viene trascurato.

$$SOC(t) = \frac{Q(t)}{Q_0} \quad (2.4.6)$$

$$Q(t) = Q_0 - \int_{t_0}^t i_{batt}(t) dt \quad (2.4.7)$$

Tabella 2.4.2: Dati principali pacco batterie

Dati principali pacco batterie		
dati cella	Tipo di cella	Samsung INR18650-25R
	Tensione nominale [V]	3,6
	Capacità [Ah]	2,5
	Max corrente di scarica continuativa [A]	20
	Max corrente di carica [A]	4
	Massa [g]	43,8
	Resistenza di scarica* [$m\Omega$]	$22,15 \pm 2$
dati batteria	Numero celle in serie	28
	Numero rami in parallelo	12
	Tensione nominale [V]	100,8
	Max corrente di scarica continuativa [A]	240
	Max corrente di carica [A]	48
	Resistenza equivalente [$m\Omega$]	56,5
	Capacità [Ah]	30 Ah
	Energia disponibile [kWh]	3,024
* Nel calcolo della resistenza equivalente viene considerato il valore maggiore di resistenza di scarica		

Dall'equazione 2.4.7 risulta evidente che lo stato di carica della batteria dipende dalla corrente di scarica. Tale corrente viene imposta dall'inverter in risposta ad una richiesta di potenza della macchina elettrica (il discorso è analogo per correnti assorbite dalla batteria). Il valore di corrente di scarica è quindi un input del modello della batteria, mentre il valore di SOC è output, e viene mandato all' Energy Management System e utilizzato nella strategia (par. 2.3.5).

La tensione V_{batt} viene invece imposta dalla batteria. In generale la tensione ai capi della cella dipende da vari parametri, quali lo stato di carica, la temperatura, la corrente di scarica (o carica), l'aging. Il modello implementato considera solo l'effetto dello stato di carica e della corrente, trascurando le restanti variabili.

Ciò viene fatto utilizzando un approccio quasi-statico attraverso una look-up table, fornita nel datasheet, che permette di ricavare il valore di tensione ai capi della cella in funzione della corrente di scarica e dello stato di scarica (il complemento a 1 dello stato di carica).

È importante sottolineare che il grafico viene determinato sperimentalmente con particolari condizioni al contorno, si tratta di prove svolte misurando la tensione ai capi della cella durante la scarica:

- Continua, ovvero senza variazioni di “verso” della corrente
- Costante, ovvero il valore della corrente di scarica è costante nel tempo

- Completa, ovvero la prova viene svolta a partire da cella completamente carica e termina a cella scarica.

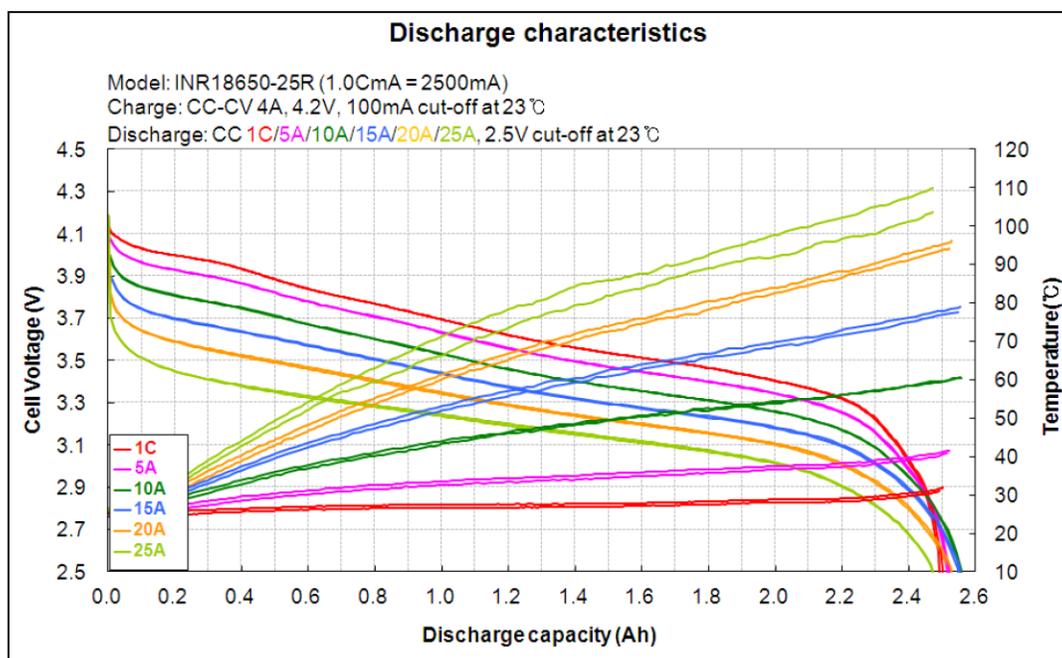


Figura 2.4.3: Caratteristica di scarica delle celle agli ioni di Litio, [17]

Durante il funzionamento in opera della batteria non viene rispettata nessuna di queste condizioni al contorno, siccome si hanno:

- Alternanze di fasi di carica e fasi di scarica
- Variazione di intensità della corrente
- Oscillazione tra valori di SOC parziali.

Nonostante sussistano queste approssimazioni, considerando la complessità dei fenomeni che avvengono all'interno della batteria, non essendo la modellazione di quest'ultima lo scopo principale di questo lavoro, si utilizza il grafico di Figura 2.4.3 per determinare il valore istantaneo della tensione V_{cell} .

È importante sottolineare che nella realtà la batteria ha un comportamento non speculare tra fase di carica e fase di scarica (basta pensare al fatto che durante la scarica il valore di tensione è imposto dalla batteria, mentre ciò non è vero in carica), ovvero la resistenza interna cambia in funzione di molti parametri (quali temperatura, corrente, stato di carica). In questa modellazione, per semplicità, si assume resistenza interna della cella costante nelle fasi di carica e di scarica, pari alla resistenza in scarica indicata in Tabella 2.4.2. Per lo stesso motivo viene utilizzato il grafico di Figura 2.4.3 sia per le fasi di carica sia per le fasi di scarica.

È possibile calcolare, in modo coerente allo schema semplificato di Figura 2.4.2, il rendimento della batteria, dato dal rapporto tra potenza fornita e potenza ideale, nel caso di scarica.

$$\eta_{batt} = \frac{P_{batt}}{P_{id}} = 1 - \frac{P_{diss}}{P_{id}} = 1 - \frac{i_{batt} R_{eq}}{V_{OC}} \quad (2.4.8)$$

Si noti che la potenza dissipata dalla batteria è in realtà una potenza termica da smaltire, dato che può essere utile per un dimensionamento preliminare del dissipatore di calore.

Nell'implementazione del modello sono state inoltre inserite le limitazioni sulla corrente massima di scarica e di carica (Tabella 2.4.2). Quest'ultima, come anticipato nel paragrafo 2.2.4 costituisce un limite al sovraccarico del motore a combustione interna applicabile durante il funzionamento in modalità LPS.

2.4.3 Inverter

L'inverter ha il compito di fornire la potenza richiesta dalla macchina elettrica modulando il valore di tensione applicata. All'interno del modello esso è trattato come una "black box" che, applicando un certo rendimento, collega la richiesta di potenza del motogeneratore all'erogazione della batteria. In generale, ricevendo come input il valore di potenza richiesta dalla macchina elettrica e il valore di tensione imposto (par. 2.4.2), fornisce in output il valore di corrente di scarica richiesta ¹.

Il rendimento dell'inverter, che di solito viene grossolanamente assunto costante e piuttosto elevato, in realtà dipende dalla potenza che esso deve fornire. Le dissipazioni sono dovute principalmente all'energia richiesta per l'attuazione dei componenti di elettronica di potenza che lo costituiscono. Dato che questi componenti richiedono una minima energia di alimentazione, il rendimento è molto basso per potenze trasferite molto basse, mentre cresce rapidamente fino a valori superiori al 95% per potenze trasferite elevate [18]. L'entità dell'energia minima richiesta dipende dalla taglia dell'inverter: per questo motivo il rendimento dipende dal rapporto tra la potenza trasferita e la potenza massima trasferibile.

Volendo inserire un modello semplificato dell'inverter, si utilizza una look-up table per ricavare l'efficienza (Figura 2.4.4).

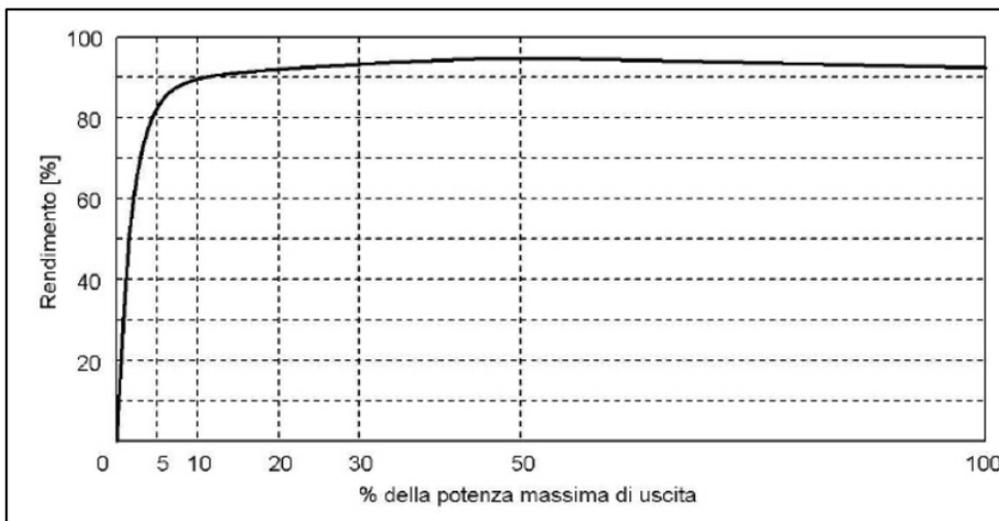


Figura 2.4.4: Andamento del rendimento dell'inverter in funzione della potenza in uscita [18]

Si noti che il valore di potenza massima di uscita dell'inverter, parametro di progetto, risulta determinante per il rendimento medio. Per tratti in cui la potenza che viene trasferita risulti di bassa entità, nel caso in cui l'inverter sia dimensionato per elevate potenze, il

¹Si noti che la tensione imposta è determinata anche tramite il valore di corrente di scarica, che a sua volta è il risultato del rapporto tra la potenza richiesta all'inverter e la tensione ai capi della batteria. Si crea quindi un loop che comunque arriva a convergenza.

rendimento di conversione può essere molto basso. Per questo motivo viene scelto un valore di potenza massima in uscita dell'inverter pari a 30 kW.

Ovviamente il rendimento dell'inverter fa sì che la richiesta di potenza alla batteria sia maggiore della richiesta di potenza del motore elettrico durante le fasi di scarica, mentre fa sì che la potenza fornita alla batteria sia minore di quella fornita dalla macchina elettrica durante le fasi di ricarica.

2.4.4 Motore a Combustione Interna

Il motore a combustione interna è l'elemento del powertrain direttamente responsabile del consumo di combustibile e, inoltre, l'elemento con la minore efficienza media. Per questo motivo, come anticipato nel paragrafo 2.3.2, la strategia punta a far lavorare il motore nelle condizioni operative a maggiore efficienza. Le caratteristiche principali del brevetto Hypertec ® sono state descritte nel paragrafo 1.1.1, mentre le prestazioni del motore, trovandosi in una fase di progetto, sono state stimate tramite simulazione 1D in GT-Power, Gamma Technologies®, sulla base della versione monocilindrica e poi proporzionate sul bicilindrico. La Tabella 2.4.3 riassume i dati principali delle prestazioni stimate del motore.

Tabella 2.4.3: Dati principali motore a combustione interna, brevetto Hypertec Solutions [1]

Dati principali motore a combustione interna	
Cilindri	2
Cilindrata unitaria [cm^3]	293.1
Potenza massima [kW]	80.2
Regime potenza massima [RPM]	8500
Coppia massima [Nm]	104
Regime coppia massima [RPM]	7000
Regime di minimo [RPM]	2000

Anche in questo caso è stato implementato un modello semplificato quasi statico, basato su look-up tables, al fine di stimare i parametri forniti in output, quali:

1. Il consumo di combustibile
2. La portata in massa dei gas combusti
3. La temperatura dei gas combusti

I dati in ingresso sono:

- La velocità di rotazione del motore [RPM]
- Il carico, espresso dalla pressione media effettiva (PME) [bar].

Il valore del carico viene limitato dalla curva di Full Load nel caso in cui la richiesta di coppia imposta dal ciclo guida sia maggiore.

Stima del consumo di combustibile. Per la stima del consumo di combustibile si utilizza una mappa dei consumi, ottenuta tramite i valori del piano quotato [9] secondo la formula (2.4.9).

$$\dot{m}_b = P_u \cdot q_b = \frac{P_u}{\eta_u \cdot H_i} \quad (2.4.9)$$

Dove:

- \dot{m}_b : Consumo istantaneo di combustibile [kg/s]
- q_b : Consumo specifico [kg/(kW · s)]
- H_i : Potere calorifico inferiore del combustibile [J/kg]

Per i punti operativi a PME nulla, ovvero a potenza erogata nulla, il valore di consumo istantaneo viene assunto pari al consumo nel regime di minimo, proporzionato in base alla velocità di rotazione, secondo la formula (2.4.10).

$$\begin{aligned}\dot{m}_{b_{PME=0}} &= \dot{m}_{b_{idle}} \cdot \frac{\eta_{ICE}}{\eta_{ICE, idle}} \\ \dot{m}_{b_{idle}} &= 0.3 \text{ [g/s]}\end{aligned}\quad (2.4.10)$$

In Figura 2.4.5 viene mostrata la mappa del consumo istantaneo così ottenuta, in questo modo è possibile, tramite interpolazione lineare nel punto operativo, determinare il consumo di combustibile in ogni istante della simulazione.

Si ricorda che è stato assunto che la frizione venga sempre disinnestata in frenata; quindi, si evitano condizioni operative di freno motore, per cui il consumo di combustibile è definito solo per valori di PME positivi o nulli.

Il valore del consumo globale è ottenuto come rapporto tra la distanza percorsa e l'integrale del consumo istantaneo, e viene espresso in [km/L].

$$\begin{aligned}Consumo \left[\frac{km}{L} \right] &= \frac{\rho_{fuel} \cdot \int_{t_0}^{t_f} v(t) dt}{\int_{t_0}^{t_f} \dot{m}_b(t) dt} \\ \rho_{fuel}^* &= 0.75 \frac{kg}{L}\end{aligned}\quad (2.4.11)$$

* dati di riferimento benzina RON 95 E10 di Eni® [19]

Stima della portata di gas combusti. La portata massica dei gas combusti viene stimata secondo relazioni teoriche, in particolare essa, trascurando i possibili trafiletti, è pari alla somma di portata di aria aspirata e portata di combustibile.

$$\dot{m}_{gas} = \dot{m}_a + \dot{m}_b \quad (2.4.12)$$

La portata d'aria aspirata, considerando condizioni dell'ambiente all'aspirazione costanti, è proporzionale alla velocità di rotazione del motore e al coefficiente di riempimento (o rendimento volumetrico):

$$\dot{m}_a = \rho_a i_{cyl} V_{unit} \lambda_v \frac{rpm_{ICE}}{60} \quad (2.4.13)$$

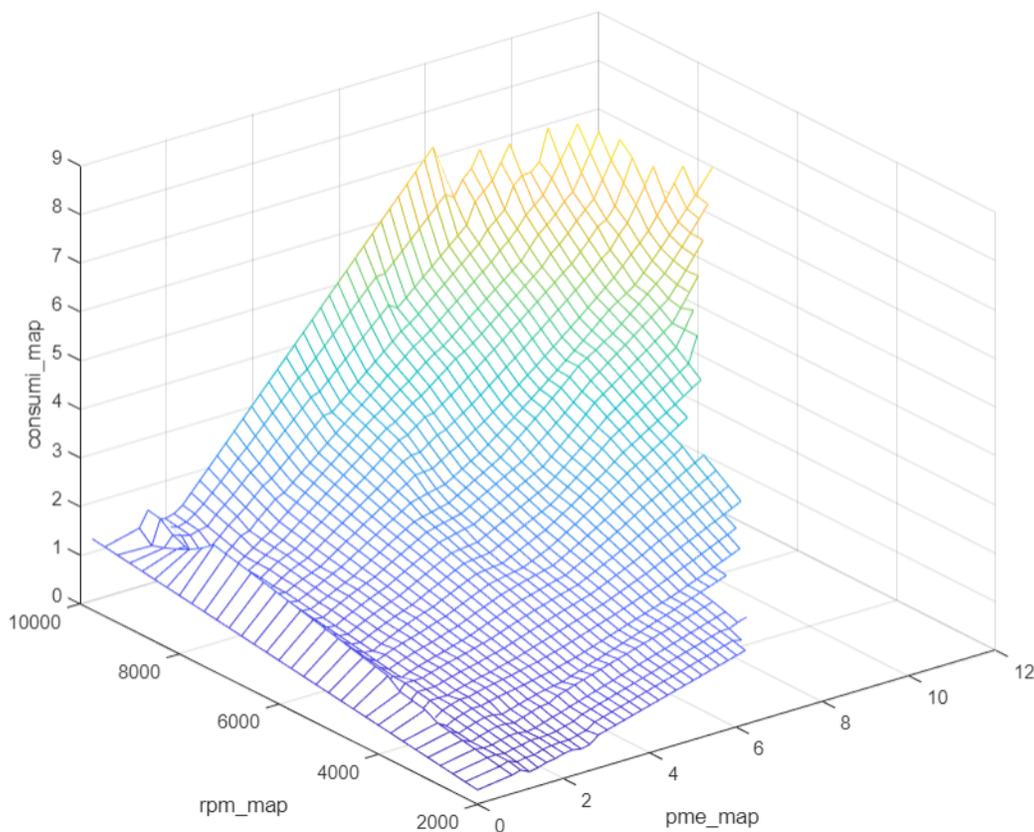


Figura 2.4.5: Mappa di consumo istantaneo utilizzata nel modello Simulink

Il coefficiente di riempimento λ_v a sua volta è espresso come rapporto tra la massa di aria effettivamente aspirata e la massa di aria corrispondente al volume della cilindrata totale nelle condizioni ambiente, e dipende da molti fattori, di funzionamento, costruttivi, di calibrazione. In prima approssimazione, ipotizzando dosatura costante e pari al valore stechiometrico, considerando la (2.4.9), e l'espressione della potenza in funzione della PME, è possibile ricavare l'espressione (2.4.14).

$$\lambda_v = \frac{PME}{\rho_a \eta_u \frac{H_i}{\alpha_{st}}} \quad (2.4.14)$$

Dove:

- ρ_a : Densità dell'aria nelle condizioni ambiente (T ambiente 30°C, 1 atm)
- α_{st} : Dosatura in condizioni stechiometriche

In questo modo è possibile calcolare il valore del coefficiente di riempimento per ogni nodo del piano quotato e costruire una look-up table tramite la quale ottenere il valore di λ_v di ogni punto operativo attraverso interpolazione lineare. La formula (2.4.14) è valida

per valori di rendimento e PME maggiori di zero: per funzionamenti a PME nulla è stato imposto:

$$\lambda_{v,PME=0} = 0.1$$

Non disponendo di valore di rendimento per condizioni operative con PME inferiore a 0.8 bar, si interpola linearmente tra il valore noto di λ_v a 0.8 bar e $\lambda_{v,PME=0}$.

In Figura 2.4.6 viene mostrato l'andamento dei valori di coefficiente di riempimento nella look-up table utilizzata nel modello Simulink.

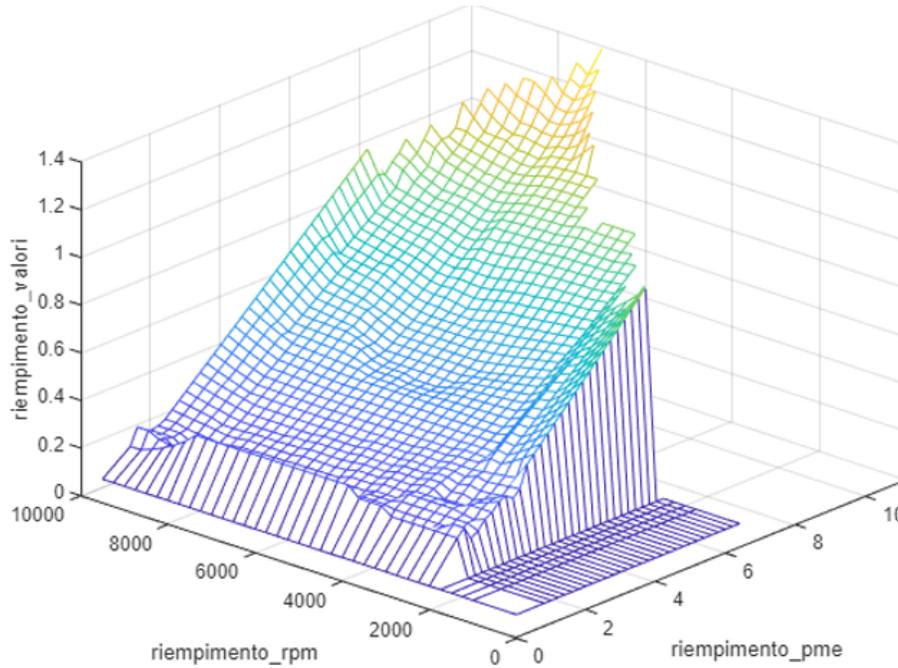


Figura 2.4.6: Look-up table utilizzata nel modello Simulink per la stima del coefficiente di riempimento

Stima della temperatura dei gas combusti Non disponendo di una mappa della temperatura allo scarico è necessario, per una stima di massima, effettuare delle ipotesi semplificative: si assume che la temperatura allo scarico sia proporzionale alla potenza erogata. Per il funzionamento al minimo, in cui la potenza erogata è nulla, la temperatura allo scarico assumerà il valore minimo. A seguito di queste ipotesi si può scrivere:

$$T_{ICE,out} = T_{P_{min}} + (T_{P_{max}} - T_{P_{min}}) \cdot \frac{P_u}{P_{max}} \quad (2.4.15)$$

Dove:

- $T_{P_{min}}$: Temperatura allo scarico al regime di minimo
- $T_{P_{max}}$: Temperatura allo scarico durante il funzionamento a potenza massima

Tabella 2.4.4: Valori ipotizzati per le temperature allo scarico del motore a combustione interna a 2 tempi, al regime di potenza minima potenza massima.

Temperature allo scarico	
$T_{P_{min}}$ [°C]	450
$T_{P_{max}}$ [°C]	950

Per verificare che le assunzioni fatte siano plausibili, si calcola il rapporto tra la potenza termica in uscita dal motore e la potenza erogata, in alcuni punti di funzionamento. Tale rapporto, ragionevolmente, non deve allontanarsi troppo dall'unità. Inoltre, ci si aspetta che l'energia fornita al sistema tramite il combustibile, per funzionamenti regolari, si distribuisca circa equamente tra lavoro utile (quindi potenza utile), energia termica rilasciata insieme ai gasi di scarico (e quindi potenza termica in uscita) ed energia termica assorbita dal motore.

Applicando il primo principio della termodinamica per sistemi aperti, si ha:

$$\Phi_{ICE,out} = \dot{m}_{gas} \cdot (c_{p,gas\ out} \cdot T_{ICE,out} - c_{p,gas\ in} \cdot T_{ICE,in}) \tag{2.4.16}$$

Viene inoltre ipotizzato che la carica entri nella camera di combustione alla temperatura ambiente e che il suo calore specifico sia approssimabile a quello dell'aria secca.

Tabella 2.4.5: Rapporto tra potenza termica in uscita e potenza meccanica erogata, in varie condizioni di funzionamento

$\frac{\Phi_{ICE,out}}{P_u}$		PME [bar]												
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	
giri motore [RPM]	2000		174%	106%	103%	106%	109%	0%						
	3000		136%	88%	90%	91%	93%	95%	0%					
	4000		128%	95%	83%	82%	84%	88%	95%	102%	0%			
	5000		122%	94%	84%	86%	84%	91%	101%	111%	0%			
	6000		132%	90%	87%	90%	87%	93%	105%	118%	128%	0%		
	7000		134%	90%	90%	95%	92%	100%	110%	121%	133%	146%	0%	
	8000		147%	90%	94%	102%	109%	117%	124%	134%	146%	0%		
	9000		161%	99%	106%	117%	125%	135%	138%	155%	0%			

Tabella 2.4.6: Rapporto tra la somma della potenza termica in uscita e della potenza meccanica erogata e l'energia introdotta dal combustibile

$\frac{\Phi_{ICE,out} + P_u}{\dot{m}_b H_i}$		PME [bar]												
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	
giri motore [RPM]	2000	9%	27%	35%	37%	37%	38%							
	3000	13%	31%	40%	41%	42%	44%	45%						
	4000	18%	32%	39%	45%	47%	49%	50%	51%	51%				
	5000	22%	33%	41%	46%	48%	52%	53%	53%	53%				
	6000	26%	33%	43%	47%	50%	54%	56%	56%	56%	57%			
	7000	30%	33%	44%	48%	51%	56%	57%	58%	59%	61%	62%	23%	
	8000	34%	32%	45%	49%	51%	54%	56%	59%	61%	63%			
	9000	38%	31%	44%	47%	50%	53%	56%	60%	61%				

I risultati di questa analisi, riportati nelle Tabelle 2.4.5 e 2.4.6, confermano, tenendo conto dello spessore delle ipotesi adottate e la relativa incertezza, che le relazioni utilizzate per la stima della portata e della temperatura dei gas di scarico forniscono risultati verosimili almeno per una considerazione di massima, che permette comunque di ottenere una stima dello stato termico del catalizzatore.

2.4.5 Tubo di Scarico

Il tubo di scarico viene modellato come un tubo a parete sottile che collega il collettore di scarico al catalizzatore. Mentre viene percorso dalla corrente calda dei gas combusti, questi scambiano calore con l'esterno, attraverso fenomeni di scambio termico convettivo. La diminuzione di temperatura dei gas combusti dipende principalmente da:

- Temperatura allo scarico del motore
- Portata (e quindi velocità) dei gas di scarico all'interno del tubo
- Velocità del veicolo, che modifica il coefficiente di scambio termico convettivo con l'esterno

È importante considerare fin dall'inizio il fatto che per una modellazione di dettaglio sarebbe necessario valutare i transitori fluidodinamici, mentre in questo modello, che utilizza l'approccio quasi-statico, si considerano una sequenza di istanti stazionari trascurando i transitori.

I parametri geometrici del tubo di scarico tramite i quali è possibile eseguire la modellazione sono riassunti nella tabella Tabella 2.4.7.

Tabella 2.4.7: Parametri geometrici tubo di scarico

Lunghezza [mm]	400
Diametro [mm]	50

Applicando il primo principio della termodinamica per sistemi aperti al volume interno del tubo di scarico si ha:

$$|\Phi| = \dot{m}_{gas} (c_{p,1}T_1 - c_{p,2}T_2) = \dot{m}_{gas} \bar{c}_p(T_1 - T_2) \quad (2.4.17)$$

Dove:

- $|\Phi|$: Valore assoluto della potenza termica uscente dal volume di controllo
- \bar{c}_p : Valore medio del calore specifico del fluido interno al volume di controllo tra la sezione di ingresso nel tubo (1) e la sezione di uscita (2)

È possibile esprimere $|\Phi|$ utilizzando un modello semplificato di scambio termico, considerando convezione interna al tubo, conduzione attraverso la parete e convezione esterna al tubo. Il valore di $|\Phi|$ sarà dato dalla differenza di temperatura media logaritmica divisa per la resistenza termica equivalente [20].

$$|\Phi| = \frac{\Delta T_{m,log}}{R_{th,eq}} \quad (2.4.18)$$

La resistenza termica equivalente sarà:

$$R_{th,eq} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln\left(\frac{D_{ext}}{D_{int}}\right)}{2\pi\lambda L} + \frac{1}{h_e A_e} \quad (2.4.19)$$

Avendo ipotizzato tubo a parete sottile (diametro interno coincidente con il diametro esterno) il termine conduttivo della resistenza termica equivalente viene annullato, quindi:

$$R_{th,eq} = \frac{1}{h_i \pi D L_{tubo}} + \frac{1}{h_e \pi D L_{tubo}} = \frac{1}{UA} \quad (2.4.20)$$

Dove:

- h_i : Coefficiente di scambio termico convettivo interno [$W/(m^2 \cdot K)$]
- h_e : Coefficiente di scambio termico convettivo esterno [$W/(m^2 \cdot K)$]
- D : Diametro del tubo [m]
- L_{tubo} : Lunghezza del tubo [m]

Considerando la temperatura esterna costante pari a quella ambiente, la differenza di temperatura media logaritmica è scrivibile come:

$$\Delta T_{m,log} = \frac{(T_1 - T_{ext}) - (T_2 - T_{ext})}{\ln\left(\frac{T_1 - T_{ext}}{T_2 - T_{ext}}\right)} \quad (2.4.21)$$

Combinando le equazioni (2.4.17), (2.4.18), (2.4.19), (2.4.20), (2.4.21) è possibile ottenere l'espressione della temperatura all'uscita del tubo di scarico (2.4.22).

$$T_2 = T_{air} + (T_1 - T_{air}) \cdot e^{-\frac{UA}{\dot{m}_{gas} c_p}} \quad (2.4.22)$$

Restano da determinare i coefficienti di scambio termico convettivo, che, come spiegato di seguito, richiedono un procedimento iterativo.

Scambio termico convettivo interno Il coefficiente di scambio termico convettivo è ottenuto mediante correlazioni empiriche tra numeri adimensionali, in particolare, per il caso di convezione forzata all'interno di un condotto a sezione circolare, con raffreddamento del fluido interno, è possibile utilizzare la correlazione di Dittus-Boelter [20]:

$$Nu_{int} = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.3} \quad (2.4.23)$$

Dove:

- $Re = \frac{u_{gas} \cdot D \cdot \rho}{\mu}$
- $Pr = \frac{\mu \cdot c_p}{\lambda}$

- $Nu = \frac{h \cdot D}{\lambda}$

In cui:

- u_{gas} : velocità della corrente fluida [m/s]
- D : dimensione caratteristica [m] (in questo caso il diametro del tubo)
- ρ : densità del fluido [kg/m^3]
- μ : viscosità dinamica del fluido [Pa s]
- λ : conduttività termica del fluido [W/(m K)]

Le varie proprietà dei gas vengono approssimate a quelle dell'aria secca, e vengono ottenute tramite look-up tables in funzione della temperatura.

Si considera che il fluido abbia moto turbolento completamente sviluppato, stazionario e uniforme all'interno del tubo, con velocità pari alla velocità nella sezione di ingresso.

$$u_{gas} = \frac{\dot{m}_{gas}}{\rho(T_1) \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4}} \quad (2.4.24)$$

Le proprietà del fluido, da utilizzare nella correlazione adimensionale, devono essere calcolate alla temperatura media tra quella di bulk e quella di parete. La temperatura di bulk viene assunta pari alla temperatura media della sezione. La temperatura utilizzata nella correlazione T_{corr} viene calcolata come:

$$T_{corr} = \frac{\overline{T}_{gas} + \overline{T}_{par}}{2} \quad (2.4.25)$$

$$\overline{T}_{gas} = \frac{T_1 + T_2}{2} \quad (2.4.26)$$

$$\overline{T}_{par} = \frac{T_{par,1} + T_{par,2}}{2} \quad (2.4.27)$$

La temperatura della parete può essere determinata eguagliando le espressioni del flusso di calore sulla parete interna e sulla parete esterna del tubo. Elaborando le espressioni si ottiene:

$$T_{par,1} = \frac{h_i T_1 + h_e T_{ext}}{h_i + h_e} \quad (2.4.28)$$

$$T_{par,2} = \frac{h_i T_2 + h_e T_{ext}}{h_i + h_e} \quad (2.4.29)$$

La temperatura T_2 è proprio l'incognita del problema, e non è nota a priori per definizione; le temperature delle pareti corrispondenti alle sezioni 1 e 2 sono altresì incognite

a priori, servirà quindi un valore di primo tentativo cui far seguire un certo numero di iterazioni, per arrivare a convergenza.

Come primo tentativo viene assunto:

- $T_2 = T_1 - 50^\circ C$
- $\overline{T_{par}} = \overline{T_{gas}}$

È quindi possibile determinare un primo risultato di h_i .

Scambio termico convettivo esterno Anche in questo caso il coefficiente di scambio termico convettivo è determinato, in assenza di correlazioni specifiche per questo tipo di flusso, tramite la correlazione tra numeri adimensionali di King [21], che, essendo determinata su base teorica, garantisce un maggiore range di applicabilità, nonostante induca una minore precisione nella stima. Questa relazione trova applicazione nell'ambito dell'anemometria a filo caldo, e potrebbe quindi non essere adatta a descrivere questo tipo di fenomeno. Ad ogni modo, non disponendo di informazioni precise riguardo il caso di flusso considerato, trattandosi di un'analisi di stima con la finalità di ottenere indicazioni di massima, viene comunque utilizzata.

$$Nu = 1 + \sqrt{2\pi \cdot Re \cdot Pr} \quad (2.4.30)$$

$$h_e = Nu_e \cdot \frac{\lambda}{D} \quad (2.4.31)$$

In questo caso la velocità del fluido, trattandosi del flusso esterno, è pari alla velocità del veicolo, mentre la temperatura da utilizzare per calcolare le proprietà dei gas della correlazione adimensionale diventa:

$$T_{corr} = \frac{\overline{T_{par}} + T_{air}}{2} \quad (2.4.32)$$

È possibile anche in questo caso determinare un valore di h_e di primo tentativo, per poi affinare il calcolo tramite iterazioni. La temperatura T_2 viene determinata tramite l'equazione 2.4.22 e viene utilizzata come input dell'iterazione successiva.

2.4.6 Catalizzatore

Il catalizzatore è l'elemento responsabile della riduzione delle emissioni di inquinanti allo scarico del veicolo. La sua efficienza di conversione dipende direttamente dalla temperatura a cui opera ([13],[14]), per cui è necessario portarla più rapidamente possibile e mantenerla a livelli appropriati. L'obiettivo di questa trattazione è la valutazione semplificata dello stato termico del catalizzatore, al fine di fornire indicazioni alla strategia di gestione del powertrain [22], [23].

Il modello è schematizzato in Figura 2.4.7. Il catalizzatore viene modellato come una massa che, attraversata da gas caldi all'interno e lambita dall'aria a temperatura ambiente all'esterno varia la sua temperatura.

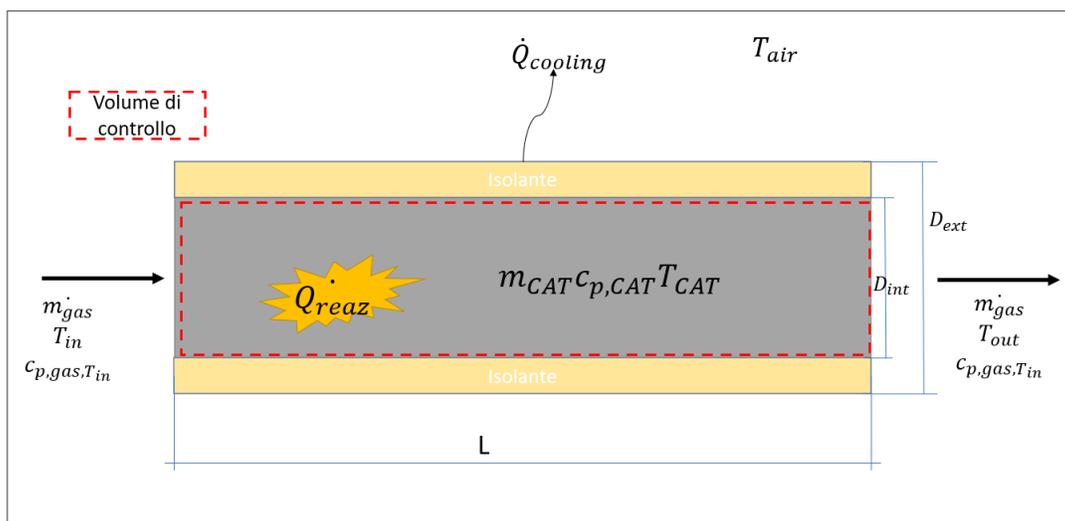


Figura 2.4.7: Schema semplificato del modello del catalizzatore

Vengono adottate le seguenti ipotesi semplificative:

- Non disponendo di indicazioni riguardo la composizione chimica dei gas combustibili, viene trascurata la potenza termica rilasciata dalle reazioni chimiche all'interno del catalizzatore: $\dot{Q}_{reaz} = 0$
- Non vengono adottate particolari strategie di riscaldamento del catalizzatore.
- Il calore specifico dei gas combustibili è assunto costante e pari a quello dell'aria secca alla temperatura media del gas tra la sezione di ingresso e la sezione di uscita.
- La temperatura è uniforme in tutto il monolite. Non si ha gradiente di temperatura.
- L'aria esterna indisturbata si trova nelle condizioni ambiente scelte (30°C, 1 atm)
- Tra il monolite e il suo case è interposto uno strato di isolante (o intercapedine)

La Tabella 2.4.8 riporta i dati principali del monolite utilizzato, i dati riguardanti il materiale del monolite sono di derivazione commerciale [24]. In ambito motociclistico, per via delle forti vibrazioni, si utilizzano monoliti di tipo metallico che, grazie alla loro laminazione molto sottile permettono di ottenere una massa minore e un rapporto di area frontale libera (Open Frontal Area, OFA,) superiore rispetto ai monoliti ceramici.

Tabella 2.4.8: Dati Catalizzatore

Tipo	metallico
Diametro monolite [mm]	100
Lunghezza [mm]	100
Diametro esterno [mm]	110
Densità celle [CPSI]	400
OFA [%]	92 %
Massa [kg]	0.46
Calore specifico [$Jkg^{-1}K^{-1}$]	517
Conducibilità isolante [$Wm^{-1}K^{-1}$]	0.035
Spessore isolante [mm]	5

A seguito delle ipotesi considerate, applicando il primo principio della termodinamica per sistemi aperti al volume di controllo evidenziato in Figura 2.4.7, il bilancio termico diventa:

$$m_{cat} \cdot c_{p,cat} \cdot \frac{dT_{cat}}{dt} = \frac{T_{ext} - T_{cat}}{R_{th,eq}} + \dot{m}_{gas} \cdot \overline{c_{p,gas}} \cdot (T_{in} - T_{out}) \quad (2.4.33)$$

La resistenza termica equivalente tiene conto dello scambio termico tra la massa del monolite e l'esterno: il flusso di calore in questione attraversa l'isolante e viene trasmesso per convezione all'esterno, per cui:

$$R_{th,eq} = \frac{1}{h_{ext}A_{ext}} + \frac{\ln\left(\frac{D_{ext}}{D_{int}}\right)}{2\pi\lambda_{iso}L_{cat}} \quad (2.4.34)$$

$$A_{ext} = \pi \cdot D_{ext} \cdot L_{cat} + k_f \cdot 2 \cdot \frac{\pi D_{ext}^2}{4} \quad (2.4.35)$$

Dove k_f è un fattore di forma, assunto pari a 0.5, che tiene conto dello scambio termico che avviene su parte delle sezioni frontali, dove il condotto di scarico aumenta la sua sezione. La temperatura della superficie del monolite è considerata uniforme e pari a T_{cat} .

Il coefficiente di scambio termico convettivo con l'esterno è ottenuto in modo analogo a quanto fatto nella modellazione del tubo di scarico (par. 2.4.5). Anche in questo caso la relazione adimensionale utilizzata è quella di King (Eq. 2.4.30) [21].

I numeri adimensionali Re e Pr sono calcolati utilizzando le proprietà dell'aria valutate alla temperatura media tra quella del catalizzatore e quella dell'aria esterna. Per velocità del veicolo comprese tra 0 e 125 km/h , h_{ext} assume valori compresi tra 0.3 e 232 W/m^2K .

Si noti che la resistenza termica equivalente posta tra il monolite e l'ambiente esterno favorisce il riscaldamento del catalizzatore, in quanto riduce il flusso di calore verso l'esterno.

La temperatura dei gas uscenti dal catalizzatore è ignota a priori; è necessario un modello di scambio termico convettivo per determinarla. Lo schema del flusso interno è rappresentato in Figura 2.4.8, Viene ipotizzato che i canali del monolite abbiano sezione quadrata.

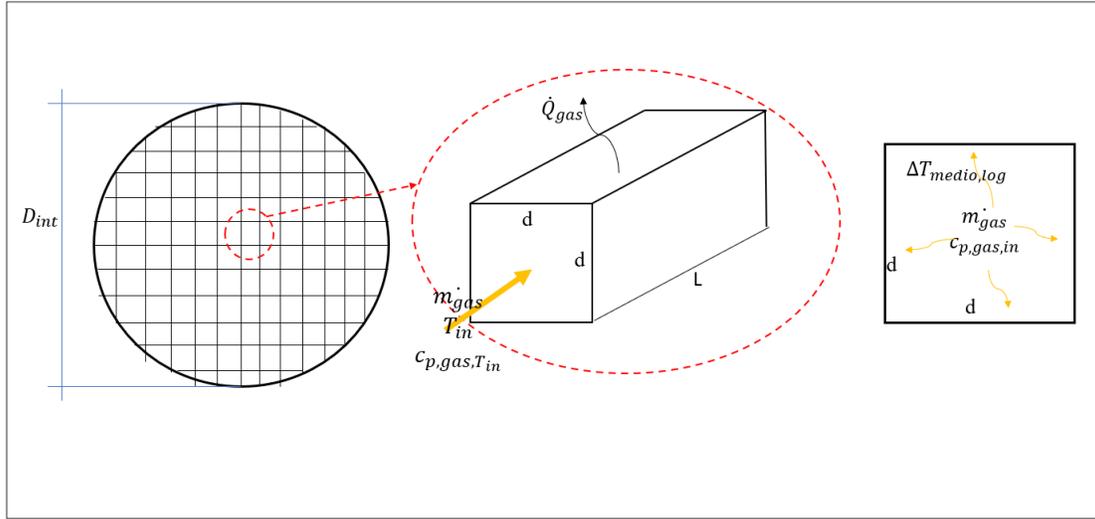


Figura 2.4.8: Focus sulla divisione in canali a sezione quadrata del monolite.

Anche in questo caso, focalizzando l'analisi sul singolo canale, è possibile applicare il primo principio della termodinamica per i sistemi aperti al volume di controllo contenuto in un canale:

$$\dot{m}_{gas} \overline{c_{p,gas}} (T_{out} - T_{in}) = \dot{Q}_{gas} \quad (2.4.36)$$

La potenza termica scambiata tra il gas e la struttura del monolite, ipotizzando che la temperatura sulla superficie di quest'ultimo sia uniforme e pari a T_{cat} , è esprimibile come:

$$\dot{Q}_{gas} = h_{int} A_{int} \Delta T_{m,log} \frac{(T_1 - T_{ext}) - (T_2 - T_{ext})}{\ln \left(\frac{T_1 - T_{ext}}{T_2 - T_{ext}} \right)} \quad (2.4.37)$$

$$\Delta T_{m,log} = \frac{(T_{in} - T_{cat}) - (T_{out} - T_{cat})}{\ln \left(\frac{T_{in} - T_{cat}}{T_{out} - T_{cat}} \right)} \quad (2.4.38)$$

È possibile ricavare un'espressione per T_{out} :

$$T_{out} = T_{cat} + (T_{in} - T_{cat}) \cdot e^{-k} \quad (2.4.39)$$

Dove:

$$k = \frac{h_{int} (4L_{cat} d_{canale} n_{canali}^o)}{\dot{m}_{gas} c_{p,gas}} \quad (2.4.40)$$

Il parametro k descrive il rapporto tra il calore scambiato per convezione e l'inerzia termica del fluido.

Per determinare il coefficiente di scambio termico h_{int} è stata utilizzata una correlazione adimensionale di tipo empirico (Equazione 2.4.41), tratta da [13].

$$Nu = \left[3.66^3 + 0.7^3 + \left(1.615 \left(\frac{Re \cdot Pr \cdot d_{hydr}}{L_{cat}} \right)^{\frac{1}{3}} + 0.7 \right)^3 \right]^{\frac{1}{3}} \quad (2.4.41)$$

Dove il diametro idraulico del canale d_{hydr} corrisponde al lato del canale. La formula è valida per:

- Flusso laminare con $Re < 2300$
- $Pr > 0.1$
- $\frac{Re \cdot Pr \cdot d_{hydr}}{L_{cat}}$ compreso tra 0.1 e 10000

Per il calcolo del numero di Reynolds per il flusso interno al catalizzatore si considera costante la velocità del fluido nel canale, ottenuta come:

$$u_{gas} = \frac{\dot{m}_{gas}}{\rho_{gas} \cdot A_{utile}} \quad (2.4.42)$$

In cui:

- \dot{m}_{gas} portata massica di gas combustibili [kg/s]
- ρ_{gas} densità dei gas combustibili all'ingresso del catalizzatore [kg/m^3]
- A_{utile} area di passaggio dei gas combustibili, frazione della sezione frontale del catalizzatore [m^2]

Siccome per le proprietà da utilizzare nella correlazione adimensionale è necessario utilizzare la temperatura media del fluido, e a priori non è nota quella nella sezione di uscita, si utilizza una temperatura di primo tentativo per poi iterare il procedimento e giungere a convergenza.

Al termine delle iterazioni, tramite l'equazione (2.4.39) è possibile calcolare la temperatura in uscita dal catalizzatore e risolvere l'equazione differenziale del bilancio termico (2.4.33) per determinare la temperatura del catalizzatore.

Capitolo 3

Risultati

In questa sezione vengono analizzati i risultati del modello, in termini di consumi globali e prestazioni. Come veicolo di riferimento, sul quale si ipotizza di sostituire il sistema di propulsione con il powertrain ibrido di Hypertec Solution, oggetto dello studio, è stata scelta la BMW F800 GS, i cui dati tecnici [25] sono riportati nelle Tabella 3.0.1 e Tabella 3.0.2, insieme ai dati delle configurazioni di veicolo di cui verranno confrontati i consumi, ovvero:

- Veicolo base
- Veicolo con solo motore a combustione interna 2 tempi
- Veicolo con powertrain ibrido

Tabella 3.0.1: Dati Veicoli nei vari casi studio

	Unità	BMW F800 GS base	motore 2T	powertrain ibrido
Massa a secco	kg	185	164.5	199
Massa propulsore termico (*stima)	kg	56*	35	35
Massa macchina elettrica	kg	-	-	7
Massa inverter e batteria	kg	-	-	27.2
Ruota anteriore		90/90 R21	90/90 R21	90/90 R21
Ruota posteriore		150/70 R17	150/70 R17	150/70 R17
Inerzia ruota anteriore	kg mm^2	7.00E+05	7.00E+05	7.00E+05
Inerzia ruota posteriore	kg mm^2	8.00E+05	8.00E+05	8.00E+05
Inerzia motore termico	kg mm^2	1.60E+04	1.00E+04	1.00E+04
Inerzia macchina elettrica	Kg m^2	-	-	0.0134
Potenza massima termico	kW	63	80.1	80.1
Cilindrata totale termico	cm^3	798	586.3	586.3
Tempi motore termico		4	2	2
Potenza massima elettrico	kW	-	-	52.3

Le rapportature del cambio sono quelle del veicolo di riferimento [25], eccezione fatta per l'accoppiamento tra pignone e macchina elettrica, come riportato in Tabella 3.0.2.

Altre differenze nelle configurazioni delle prove, quali la massa del pilota e i coefficienti di coast down verranno riportati in seguito.

Tabella 3.0.2: Rapporti di trasmissione dei vari accoppiamenti

Accoppiamento	RT_i	η_{RT_i}
I	2.462	0.97
II	1.75	0.97
III	1.381	0.97
IV	1.174	0.97
V	1.042	0.97
VI	0.96	0.97
ICE/primario	1.943	0.965
Pignone/Corona	2.625	0.965
Pignone/EM	1.5	0.965

3.1 Risultati su ciclo WMTC

Come anticipato il ciclo di prova WMTC (World-harmonized Motorcycle Test Cycle) è un profilo di velocità (Figura 3.1.1) e cambio marcia arbitrario, a pendenza nulla, che punta a rappresentare l'utilizzo medio del motoveicolo al fine di valutarne i consumi e le emissioni. In questo studio è stato utilizzato come input al modello, in modo da ricavare valori confrontabili di consumo di combustibile.

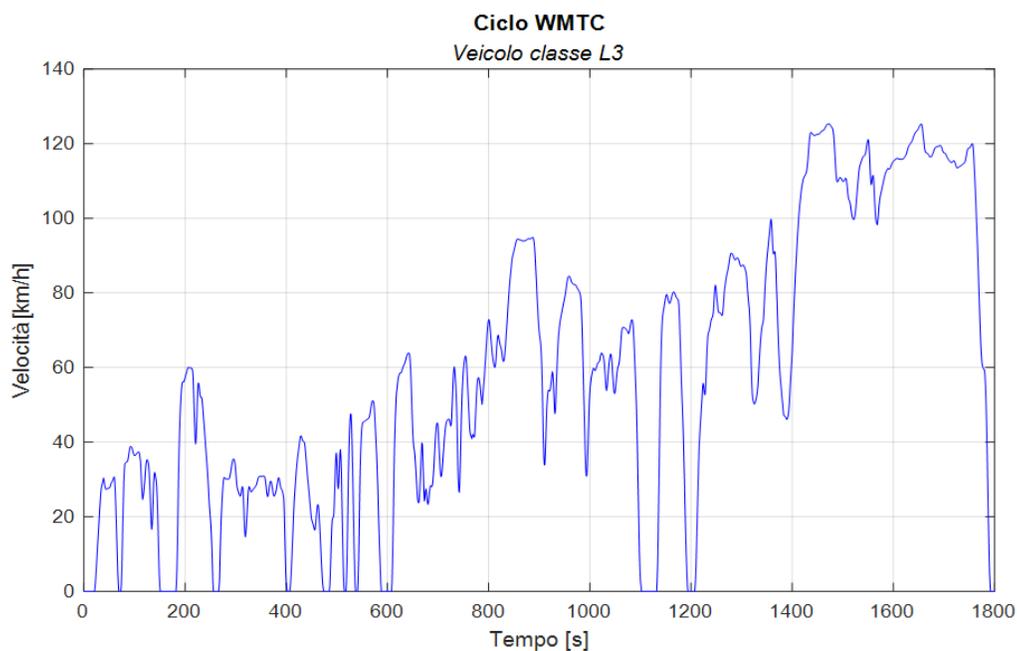


Figura 3.1.1: Velocità di riferimento del ciclo WMTC per i veicoli di classe L3.

3.1.1 Veicolo Ibrido su WMTC

Qui verranno esposti in modo dettagliato i risultati ottenuti per il powertrain ibrido e alla fine verranno confrontati con il veicolo base. La massa di riferimento del veicolo e i coefficienti di coast-down per il veicolo ibrido sono riportati in Tabella 3.1.1. I coefficienti di coast down sono ricavati da tabella contenuta nella normativa (UE 134-2014/Allegato 2/Appendice 5/Tabella 5-1).

Tabella 3.1.1: Massa di riferimento e coefficienti di coast-down per la simulazione del veicolo ibrido sul ciclo WMTC

Massa pilota [kg]	75
Massa di riferimento [kg]	274
F0 [N]	23.8
F2 [N/(km/h) ²]	0.0241

Un'ipotesi del modello, importante da evidenziare, è l'assunzione del cambio marcia indipendente dalla modalità di guida, ovvero si assume che le marce vengano cambiate secondo il profilo imposto anche nelle modalità elettriche. Per questa configurazione il ciclo guida è rappresentato in Figura 3.1.2, il profilo di cambio marcia è ottenuto secondo l'algoritmo indicato dalla procedura WMTC (UE 134-2014/Allegato 2/Appendice 9).

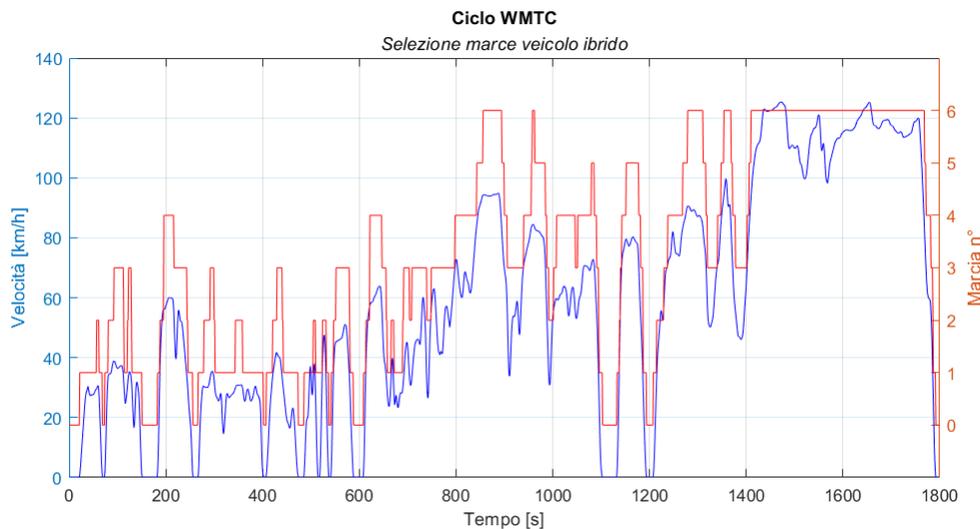


Figura 3.1.2: Ciclo guida WMTC e profilo di cambio marcia per il veicolo in configurazione ibrida

Viene analizzato il caso in cui la batteria ha inizialmente uno stato di carica sufficientemente elevato da permettere alla strategia una scelta improntata alla riduzione dei consumi.

Il modello, come anticipato, stima, calcolando la richiesta di coppia e selezionando l'opportuna modalità di funzionamento, i punti operativi del motore termico e della macchina elettrica, mostrati nelle figure: 3.1.3 e 3.1.4.

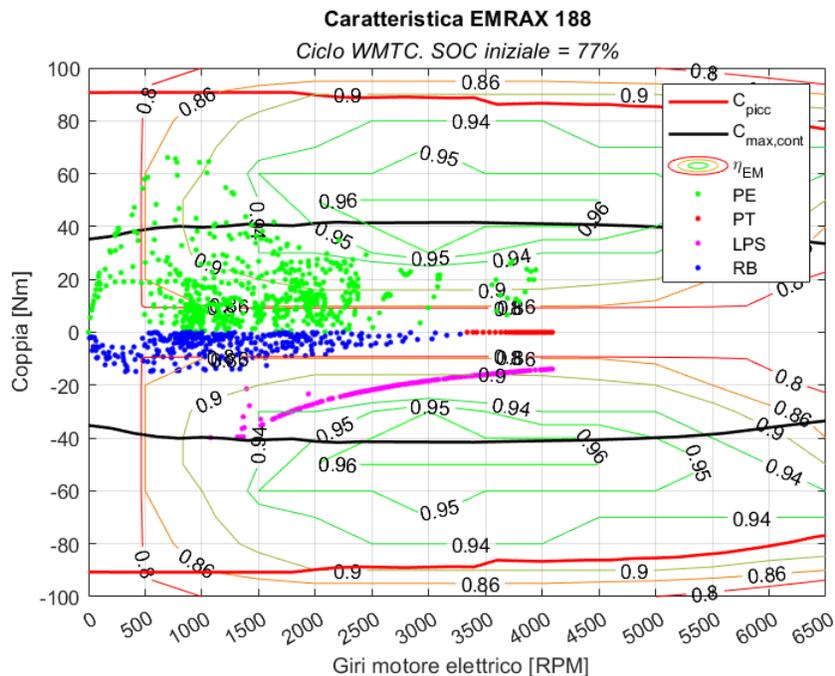


Figura 3.1.3: Punti operativi della macchina elettrica. Veicolo ibrido su WMTC

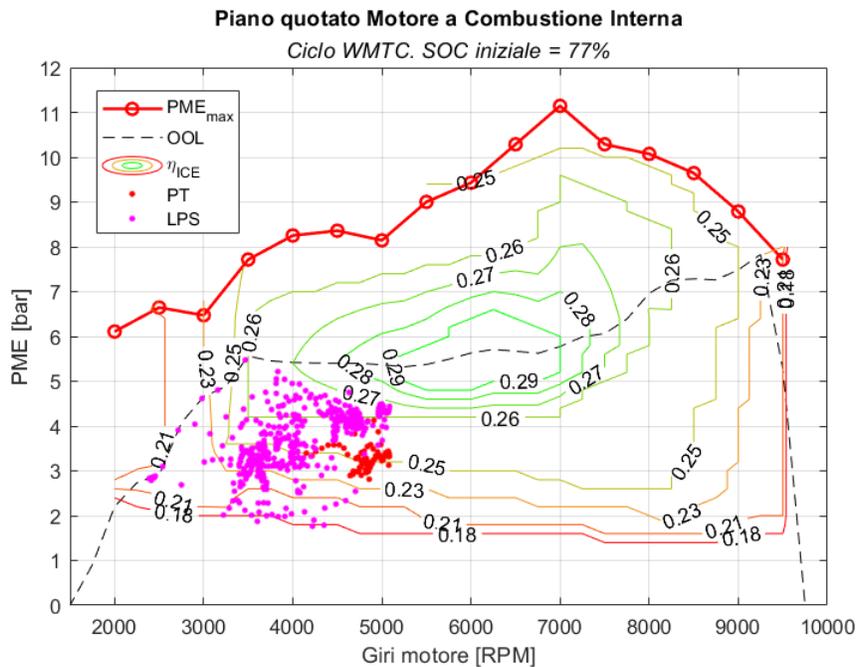


Figura 3.1.4: Piano quotato del motore a combustione interna 2T. Punti operativi ottenuti dalla simulazione del veicolo ibrido su WMTC.

È possibile notare che in questo caso il funzionamento in LPS è notevolmente limitato dalla massima corrente di carica della batteria (par. 2.2.4), poiché la disposizione dei punti

in modalità LPS sulla caratteristica del motore elettrico segue un andamento iperbolico: a potenza costante. Inoltre, è possibile verificare il ridotto contributo energetico della frenata rigenerativa (par. 2.2.6), mentre si notano alcuni sovraccarichi momentanei nei funzionamenti in puro elettrico.

Ovviamente la disposizione dei punti operativi della macchina elettrica dipende dal rapporto di trasmissione dell'accoppiamento con il pignone, che rimane un parametro da determinare, su cui è possibile apportare modifiche.

I punti di funzionamento del motore a combustione interna, nel caso analizzato, si posizionano in una zona ristretta del piano quotato, Figura 3.1.4. Come indicato nel paragrafo 2.3.2 uno degli obiettivi della strategia è proprio evitare il funzionamento ad efficienza troppo ridotta, come, ad esempio, le zone del piano quotato a basso numero di giri e bassa PME.

Nell'immagine in Figura 3.1.4 è possibile vedere in modo molto chiaro l'effetto della strategia, ovvero avvicinare quanto più possibile le condizioni operative a quelle a massima efficienza (rappresentate dalla OOL).

È importante ricordare che uno dei parametri più influenti è lo stato di carica iniziale della batteria, che in questo caso è elevato; in seguito verrà riportato un caso con stato di carica iniziale basso. Il posizionamento dei punti operativi sulle caratteristiche del motore

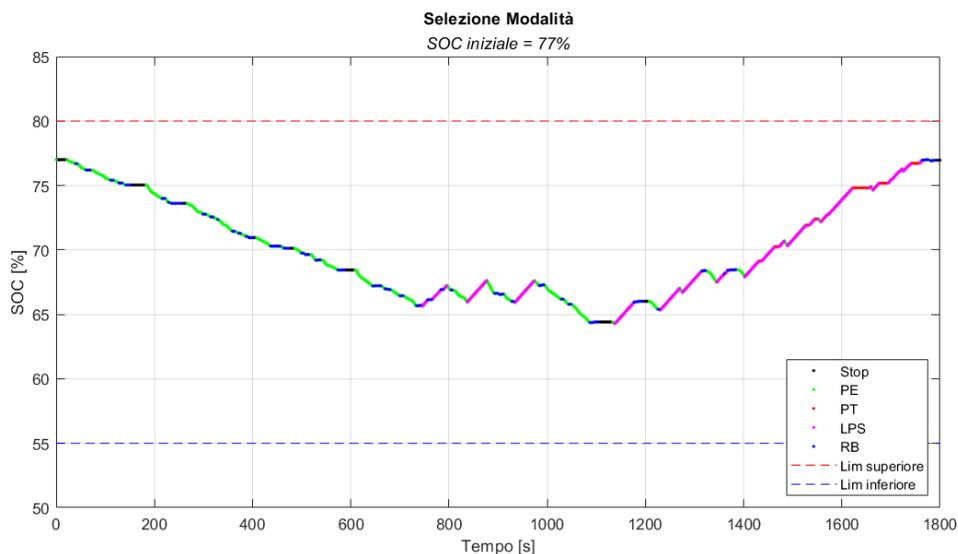


Figura 3.1.5: Veicolo ibrido su WMTC. Andamento dello stato di carica nel tempo, con indicazione della modalità scelta dalla strategia.

termico e della macchina elettrica e la scelta della modalità di funzionamento risultano più chiari se analizzati insieme all'andamento dello stato di carica della batteria. In Figura 3.1.5 è riportato l'andamento dello stato di carica in funzione del tempo, evidenziando la modalità di funzionamento scelta dalla strategia: è possibile notare che nel tratto iniziale (tratto urbano del WMTC) la modalità principalmente scelta è il PE, mentre la scelta verte

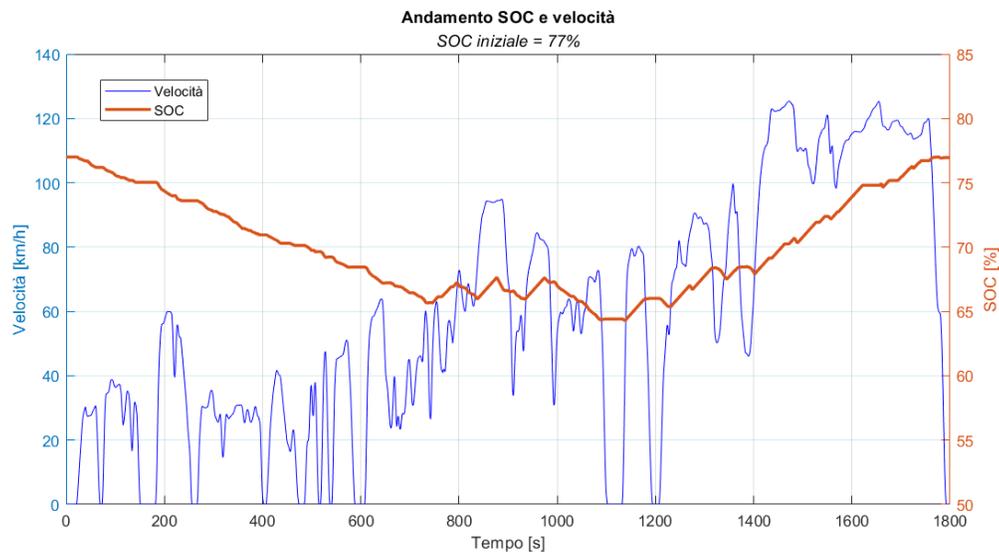


Figura 3.1.6: Andamento dello stato di carica e del profilo di velocità durante il ciclo WMTC. Veicolo ibrido.

su modalità a motore termico acceso per funzionamenti in extraurbano e autostradale, dove la richiesta di potenza è superiore.

L'andamento dello stato di carica può essere anche sovrapposto al profilo di velocità seguito (Figura 3.1.6), per evidenziare come la strategia prediliga la modalità in PE per velocità ridotte, condizioni in cui il rendimento del motore termico risulta minore.

Per la valutazione del consumo globale è necessario valutare, oltre alla quantità di combustibile utilizzato, anche la differenza di energia accumulata nella batteria. Se lo stato di carica iniziale è maggiore di quello finale, significa che per soddisfare una richiesta energetica è stata utilizzata l'energia immagazzinata precedentemente nella batteria, risparmiando una certa quantità di combustibile: nel valutare il consumo globale è necessario considerare che in realtà questa parte di energia deriva, alla fine, dal processo di combustione. Al contrario, nel caso in cui lo stato di carica finale risulti maggiore di quello iniziale, risulterebbe un aumento del consumo di combustibile, che verrebbe convertito in energia immagazzinata nella batteria, per poi essere speso in seguito. Per questo motivo si dovrebbe tradurre la differenza di stato di carica in un consumo di combustibile equivalente, ma questo passaggio richiede la conoscenza di un gran numero di dati e prove da cui determinare un fattore di conversione. Per ovviare a questo problema i dati di consumo che verranno forniti da qua in seguito, a meno che non venga specificato, si riferiranno a situazioni in cui la differenza di SOC tra istante iniziale e finale sarà trascurabile.

Dato che l'algoritmo decisionale della strategia non vincola il valore finale dello stato di carica ad essere pari a quello iniziale, per ottenere valori uguali, in questo modello, è necessario modificare il valore di SOC iniziale finché non si ottiene un valore finale uguale. Ciò rende complicato valutare in modo oggettivo un dato di consumo in modo indipen-

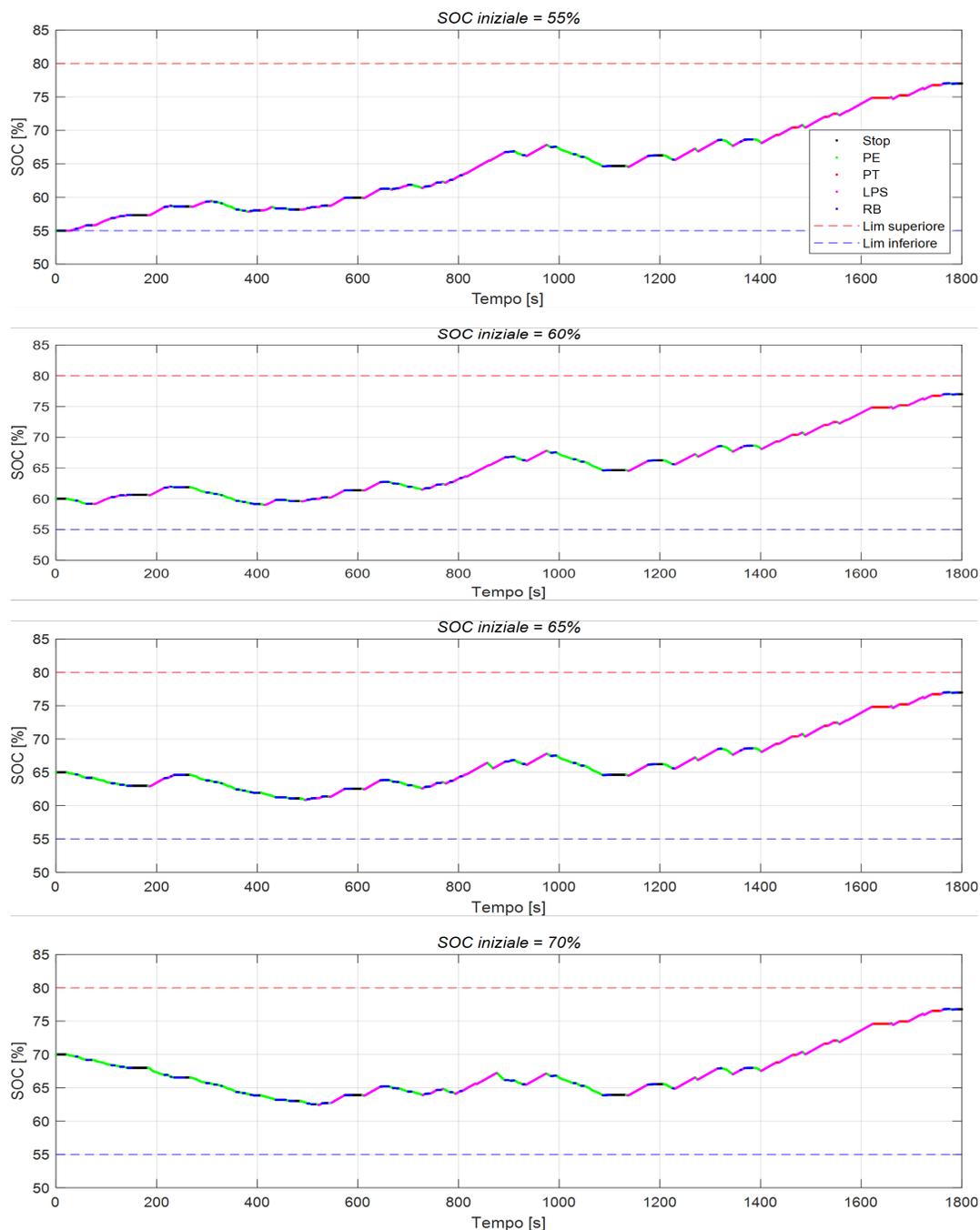


Figura 3.1.7: Andamenti diversi dello stato di carica durante il ciclo WMTC al variare del SOC iniziale. Veicolo Ibrido.

dente dallo stato di carica iniziale. È comunque possibile analizzare in modo qualitativo il comportamento della strategia al variare delle condizioni dello stato di carica iniziale, come mostrato in Figura 3.1.7.

Sarebbe possibile, per ridurre l'effetto della variazione di SOC tra istante iniziale e finale, ripetere molte volte il ciclo guida, in modo da distribuire il consumo su una maggiore

distanza percorsa. Ciò comunque risulterebbe in un consumo che tende al valore ottenuto con una ripetizione sola e SOC iniziale pari a quello finale.

Il consumo globale ottenuto dal veicolo ibrido sul ciclo WMTC è riportato in Tabella 3.1.2.

Tabella 3.1.2: Risultati di consumo Veicolo Ibrido su ciclo WMTC

SOC_i [%]	SOC_f [%]	Distanza percorsa [km]	Consumo globale [km/L]
77	76.96	28.9	26.3

Il modello valuta anche la temperatura del catalizzatore e controlla che non scenda al di sotto dei 300°C. Inoltre, nel caso in cui il veicolo percorra il ciclo WMTC, come riportato in Figura 3.1.8, il tempo necessario a raggiungere i 300 °C partendo da freddo è di 19 secondi.

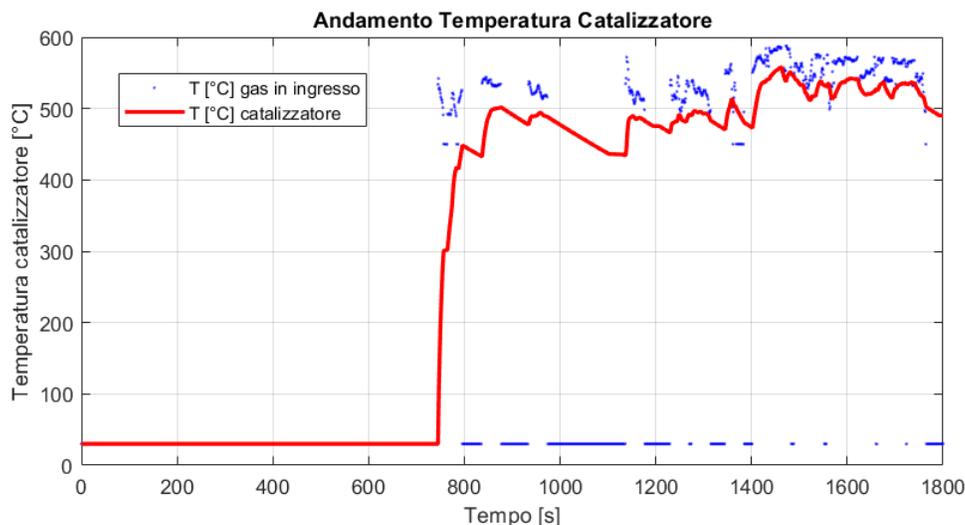


Figura 3.1.8: Andamento temperatura catalizzatore e gas di scarico durante il ciclo WMTC. Veicolo ibrido.

In questo caso la strategia non interviene per ripristinare la temperatura del catalizzatore perché questa non scende mai al di sotto della soglia prestabilita.

Come discusso nel paragrafo 2.3.6 la durata minima di accensione del motore termico influenza direttamente il valore di consumo globale, perché durate maggiori forzano il motore termico a restare acceso e quindi consumare combustibile.

3.1.2 Veicolo Base su WMTC

In questo paragrafo vengono mostrati i risultati ottenuti dalla simulazione del veicolo base sul ciclo WMTC. Il dato di consumo sul ciclo WMTC è dichiarato dal costruttore, e verrà utilizzato come verifica della bontà della stima del modello.

Per valutare il consumo del veicolo base è stato modificato il modello, rimuovendo tutti i componenti elettrici e sostituendo il blocco del motore termico 2T con il blocco del motore termico 4T originale. Non è stato possibile reperire i valori sperimentali del piano quotato del motore utilizzato sulla BMW F800 GS, così è stata utilizzata la forma di una mappa di consumo specifico di un motore termico 4T aspirato di tecnologia simile, adattata alla curva di full load ricavabile da [25]. I valori del rendimento sono stati proporzionati in base ad un valore di rendimento massimo, valutato attraverso simulazioni del modello, in modo da avere corrispondenza con i consumi dichiarati dal costruttore. In questo caso i dati di massa di riferimento e coefficienti di coast down sono riportati in Tabella 3.1.3.

Tabella 3.1.3: Massa di riferimento e coefficienti di coast-down per la simulazione del veicolo base sul ciclo WMTC

Massa pilota [kg]	75
Massa di riferimento [kg]	260
F0 [N]	22.9
F2 [N/(km/h) ²]	0.0239

Per la stima del piano quotato è stato considerato un consumo specifico minimo del motore di 260 g/kWh , e un consumo al regime di minimo pari a 0.2 g/s . Con questi valori, ottenuti a seguito di iterazioni fino ad ottenere consumi sul ciclo WMTC paragonabili a quelli dichiarati, Tabella 3.1.4.

Tabella 3.1.4: Dati di consumo BMW F800 GS utilizzati

bsfc minimo [g/kWh]	260	<i>stimato</i>
Consumo al regime minimo [g/s]	0.2	<i>stimato</i>
Consumo simulato WMTC [km/L]	23.7	<i>calcolato</i>
Consumo dichiarato [25] WMTC [km/L]	23.3	<i>dichiarato</i>

Questo modello è stato implementato non solo per valutare i consumi sul ciclo WMTC (che erano noti) ma per utilizzarlo con il ciclo Real Drive, che verrà esposto in seguito (sezione 3.2). I risultati della simulazione sono riportati in Figura 3.1.9 e Figura 3.1.10.

Il primo aspetto da notare in Figura 3.1.10 è la differenza tra la curva di full load del motore 4T di riferimento e la curva del motore 2T oggetto dello studio (Figura 2.3.1). Per il motore 4T si ha un andamento della PME a pieno carico in funzione della velocità di rotazione molto meno variabile rispetto alla curva del motore 2T; poiché il 2T è più influenzato da fenomeni di tipo fluidodinamico, ad esempio l'accordatura dei condotti di aspirazione e scarico.

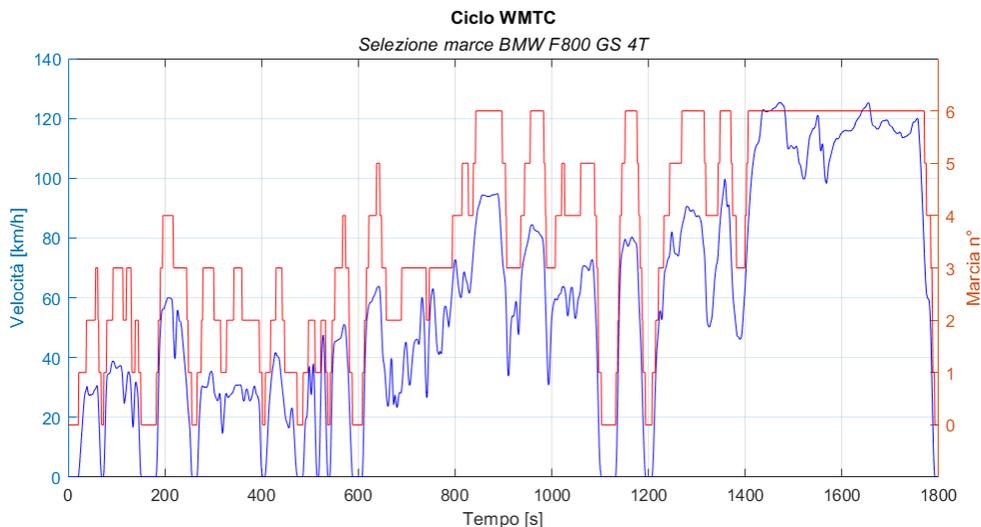


Figura 3.1.9: Ciclo WMTC e profilo di cambio marcia per la BMW F800 GS.

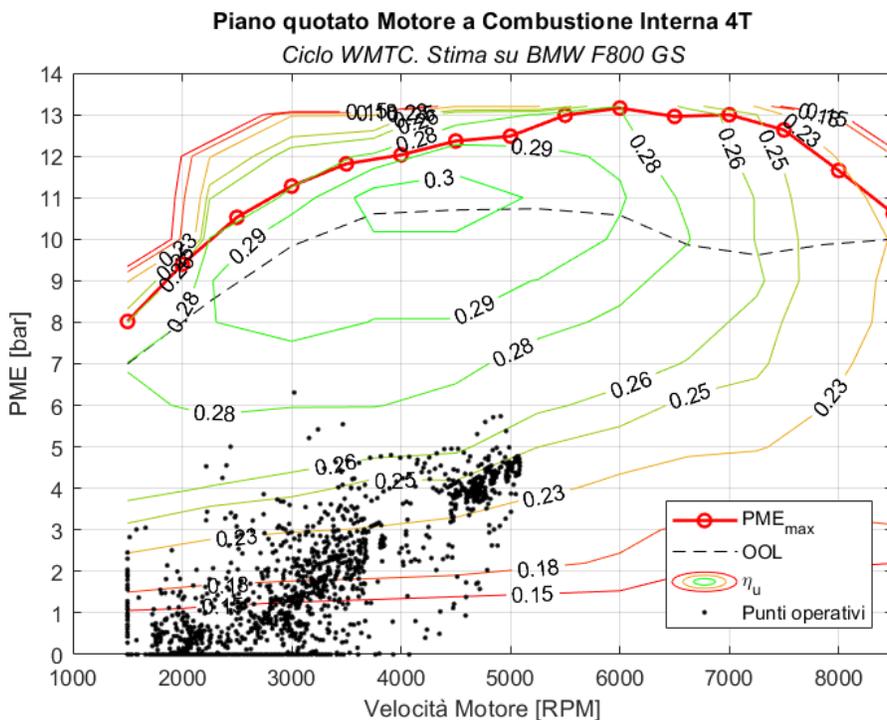


Figura 3.1.10: Piano quotato stimato del propulsore della BMW F800 GS. Punti operativi ottenuti dalla simulazione del modello sul ciclo WMTC.

Anche la forma delle curve iso-rendimento del piano quotato è diversa rispetto al 2T: in questo caso l'efficienza dipende principalmente dal carico e in modo meno rilevante (rispetto al 2T) dalla velocità di rotazione. Inoltre, le regioni di funzionamento ad efficienza prossima a quella massima sono più estese rispetto a quelle del 2T.

Questi aspetti fanno sì che il motore 4T sia stato preferito dalle case costruttrici: per più omogenea erogazione della coppia al variare dei giri e per il più ampio range di efficienza medio-alta [2].

3.1.3 Veicolo con solo propulsore termico a due tempi su WMTC

In questo paragrafo vengono mostrati i risultati ottenuti sul ciclo WMTC ipotizzando di sostituire il propulsore originale montato sul veicolo di riferimento con il motore 2T oggetto dello studio. Questa valutazione è stata fatta con lo scopo di ottenere un'indicazione della riduzione del consumo ottenibile con l'ibridizzazione. I dati di massa di riferimento e coefficienti di coast down sono riportati in Tabella 3.1.5.

Tabella 3.1.5: Massa di riferimento e coefficienti di coast-down per la simulazione del veicolo con solo propulsore termico 2T sul ciclo WMTC

Massa pilota [kg]	75
Massa di riferimento [kg]	240
F0 [N]	21.1
F2 [N/(km/h) ²]	0.0236

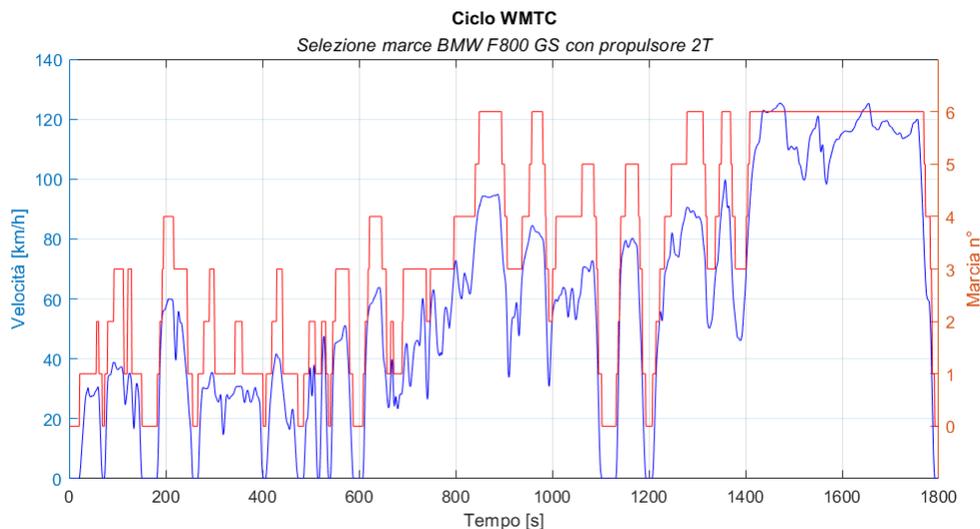


Figura 3.1.11: Ciclo WMTC e profilo di cambio marcia per il veicolo con solo propulsore termico a due tempi.

Come è possibile aspettarsi, date le basse potenze richieste rispetto alla potenza massima del motore, la zona del piano quotato maggiormente coinvolta è quella a basso carico e ridotte velocità, per cui bassa efficienza: ciò provoca consumi più elevati. In Figura 3.1.12 è mostrato il piano quotato del motore 2T per il caso studio di veicolo solo termico sul ciclo WMTC, mentre in Tabella 3.1.6 vengono riportati i risultati di consumo.

Tabella 3.1.6: Risultati di consumo BMW F800 GS con solo motore 2T su WMTC

Consumo simulato WMTC [km/L]	18.84	<i>calcolato</i>
------------------------------	-------	------------------

Il maggiore consumo globale è giustificato dal funzionamento in condizioni a bassa efficienza, dovute alla ridotta richiesta di potenza (per via della ridotta massa e quindi inerzie)

rispetto alla potenzialità del propulsore, che quindi opererebbe molto parzializzato.

È da considerare anche il fatto che la rapportatura delle marce utilizzate è quella del veicolo originale, quindi con il propulsore 4 tempi e maggiore massa del veicolo, mentre in questo caso ipotetico probabilmente la rapportatura andrebbe scelta in modo appropriato.

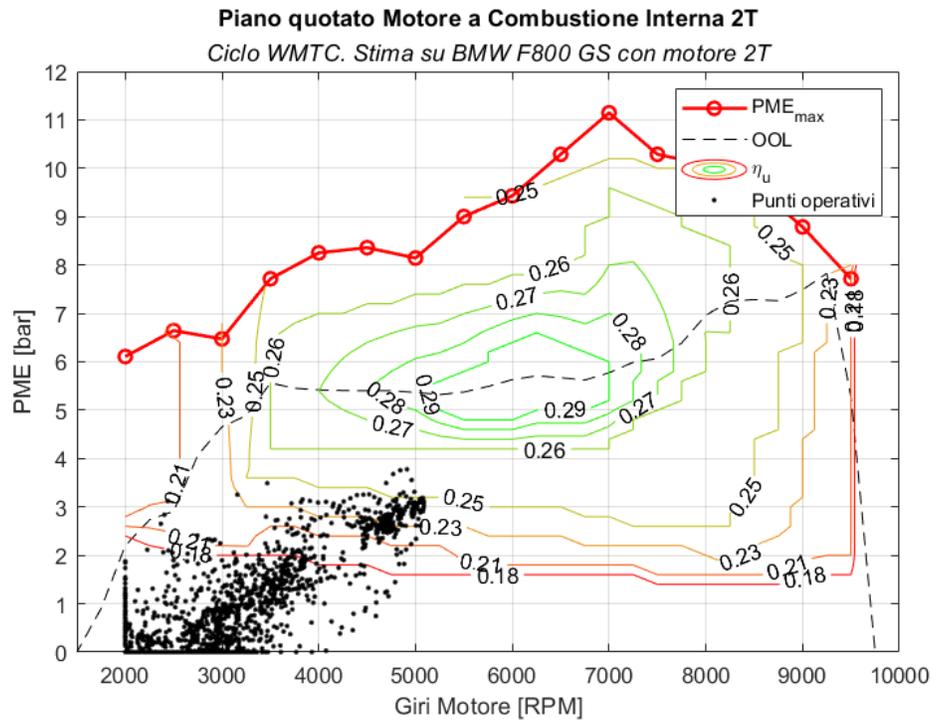


Figura 3.1.12: Piano quotato ottenuto per il veicolo con solo motore termico 2T sul ciclo WMTC.

3.2 Risultati su ciclo Real Drive

In questa sezione verranno discussi i risultati del modello ottenuti su un ciclo Real Drive misurato con lo scopo di valutare il comportamento del sistema in condizioni di guida reali.

3.2.1 Acquisizione ciclo Real Drive

Dopo aver ottenuto risultati indicativi riguardo la potenzialità della strategia elaborata sul ciclo WMTC, diventa necessario verificare che tale strategia non sia funzionante solo su un determinato ciclo guida, ma si adatti anche a casi che siano rappresentativi di vere condizioni di guida. Con questo obiettivo è stata eseguita un'acquisizione su strada con un sistema di acquisizione low cost applicabile sul motoveicolo, per poi utilizzare i dati ottenuti come input al modello, e valutare quali sarebbero i consumi stimati del veicolo ibrido sullo stesso ciclo guida.

La moto utilizzata per la prova è la BMW F800 GS versione 2016 (Figura 3.2.1), scelta anche come veicolo base con cui fare il confronto. La prova è stata eseguita con due persone a bordo: guidatore e passeggero.



Figura 3.2.1: BMW F800 GS

I dati necessari e sufficienti all'input del modello sono:

- Velocità istantanea
- Marcia inserita
- Pendenza

Per l'acquisizione è stato usato un sistema low cost così costituito:

- Smartphone a bordo veicolo con applicazione RaceTime [®]: utilizzo del GPS per la registrazione della posizione, della velocità e dell'altitudine del veicolo.

- Scanner OBD 2 (ELM 327) collegato al veicolo per l'acquisizione dei giri motore.

Lo smartphone e lo scanner sono stati collegati tramite bluetooth per permettere un'unica acquisizione dei vari dati.

Il software utilizzato, l'applicazione RaceTime¹ ® di Roberto Morini è un sistema di telemetria low cost, che permette di utilizzare il GPS dello smartphone e i suoi sensori per registrare e trasmettere in tempo reale dati di guida. L'impiego principale è la pista, infatti Racetime fornisce un database di piste in tutto il mondo dove è possibile avere anche indicazioni specifiche quali tempo sul giro e intertempi. Per questo studio è stata utilizzata la modalità Tour, dove viene registrato il percorso svolto insieme agli altri dati (velocità, altitudine, ecc.). In Tabella 3.2.1 sono riportati alcuni parametri del sistema di acquisizione.

Tabella 3.2.1: Frequenze di campionamento e accuratezze del sistema di acquisizione utilizzato

Frequenza di acquisizione GPS	1 Hz
Frequenza di acquisizione OBD	2 HZ
Accuratezza posizione	±2 m

Dati acquisiti:

- Tempo di acquisizione
- Posizione: latitudine e longitudine (GPS)
- Velocità del veicolo (GPS)
- Altitudine del veicolo (GPS)
- Giri motore (OBD)

Dati calcolati:

- Accelerazione
- Distanza percorsa
- Pendenza
- Marcia utilizzata

¹<https://www.racetimeapp.com/>

La prova è stata eseguita su strade urbane, extra-urbane e autostradali della provincia di Savona, il percorso è mostrato in Figura 3.2.2², mentre in Tabella 22 sono riportati alcuni dati caratteristici della prova.



Figura 3.2.2: Mappa del percorso Real Drive

Tabella 3.2.2: Dati caratteristici prova Real Drive

Distanza percorsa [km]	43.95
Durata della prova [min]	56.16
Velocità massima [km/h]	110
Velocità media [km/h]	45.6
Accelerazione massima [m/s ²]	3.31
Accelerazione minima [m/s ²]	-3.51
Altitudine massima [m s.l.m.]	365.1
Altitudine minima [m s.l.m.]	42.7

Nelle Figure 3.2.3, 3.2.4, 3.2.5, 3.2.6, 3.2.7 sono mostrati i risultati dell'acquisizione. Alcuni dati sono stati calcolati tenendo conto delle seguenti considerazioni:

- Il profilo di cambio marcia (Figura 3.2.3) è stato tracciato a partire dai dati di velocità del veicolo e giri motore

²Ottenuta con <https://www.gpsvisualizer.com/>

- Il dato di altitudine (Figura 3.2.4) è stato filtrato il dato originale tramite una media mobile centrata basata su 7 elementi.
- La pendenza (Figura 3.2.6) è ottenuta come rapporto incrementale centrato tra variazione di altitudine e distanza percorsa
- La distanza percorsa è ottenuta ipotizzando che nel tratto tra due campionamenti la velocità sia costante e pari all'ultimo valore acquisito.
- Come si nota dalla Figura 3.2.7 sono state considerate solo le acquisizioni ad 1 Hz del GPS. In questo caso il sistema fornisce come dato di giri motore l'ultimo dato salvato (acquisito circa 0.2-0.1 secondi prima), che quindi per funzionamenti stabili, si avvicina molto al dato istantaneo.
- I valori di Sample time (Figura 3.2.7) che si discostano dalla media sono valori che derivano dalle acquisizioni sfasate dell'OBD rispetto a quelle del GPS.

Si noti la differenza tra il profilo di velocità del ciclo WMTC e quello Real drive (Figura 3.1.1 e 3.2.3 rispettivamente): in questo caso l'andamento è molto più irregolare, con accelerazioni più brusche, come si nota in Figura 3.2.5. Inoltre, rispetto al WMTC, il veicolo viene fermato un numero minore di volte e si ha una variazione importante di altitudine (Figura 3.2.6) che, come è già stato discusso (paragrafo 2.2.1) e come verrà mostrato in seguito, ha un impatto rilevante sulla richiesta di potenza. A differenza del ciclo WMTC, dove il profilo di cambio marcia è determinato tramite formule matematiche in base alle caratteristiche del veicolo, in questo caso è stato misurato (Figura 3.2.3).

È importante notare che il punto di partenza e il punto di arrivo del percorso coincidono: ciò evita di avere variazione di energia potenziale che potrebbe inficiare il valore del consumo.

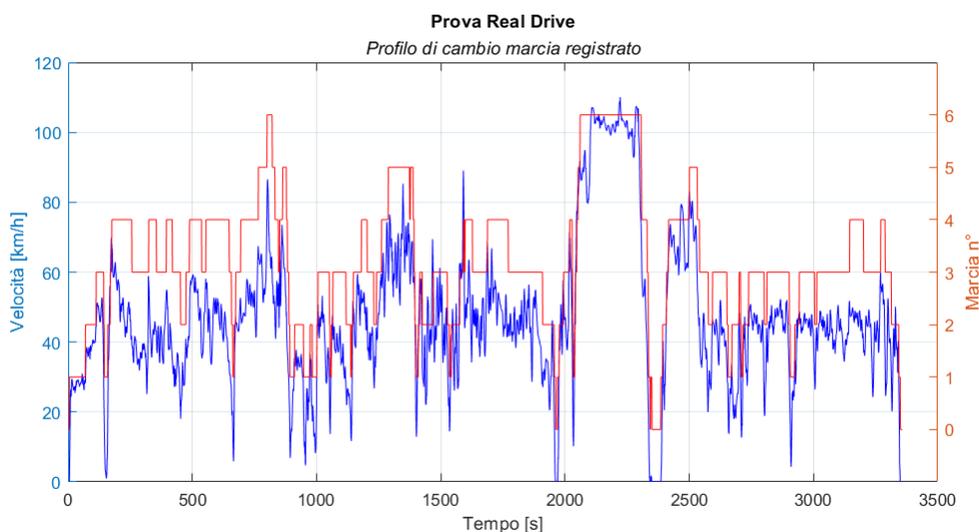


Figura 3.2.3: Profilo di velocità e cambio marcia sul ciclo Real Drive

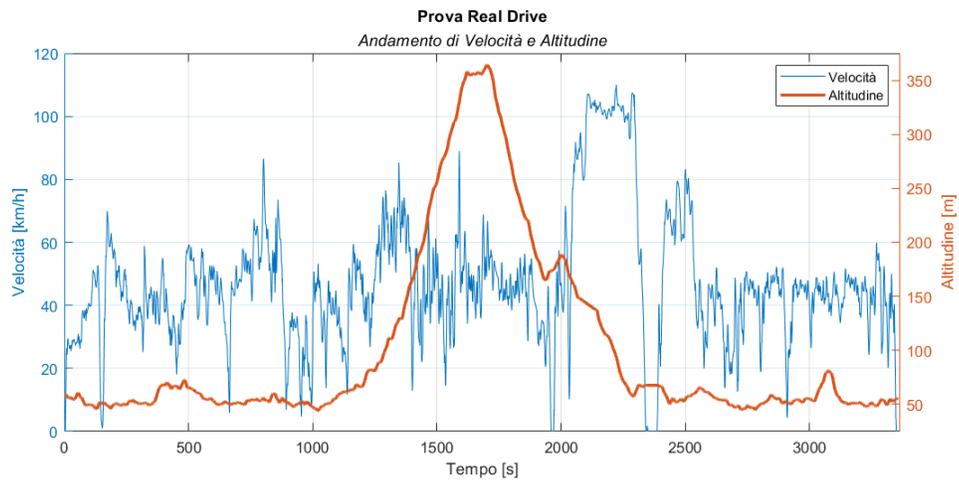


Figura 3.2.4: Prova Real Drive. Velocità e altitudine in funzione del tempo.

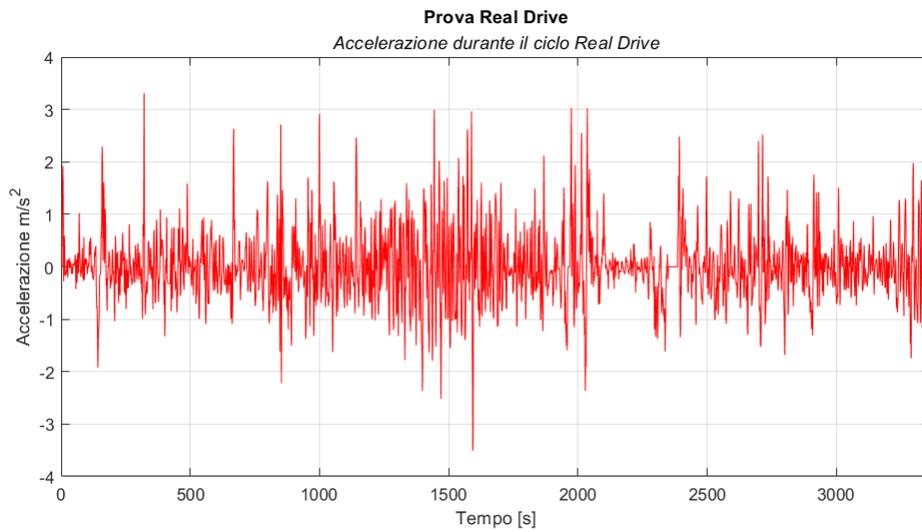


Figura 3.2.5: Accelerazione durante il ciclo Real Drive.

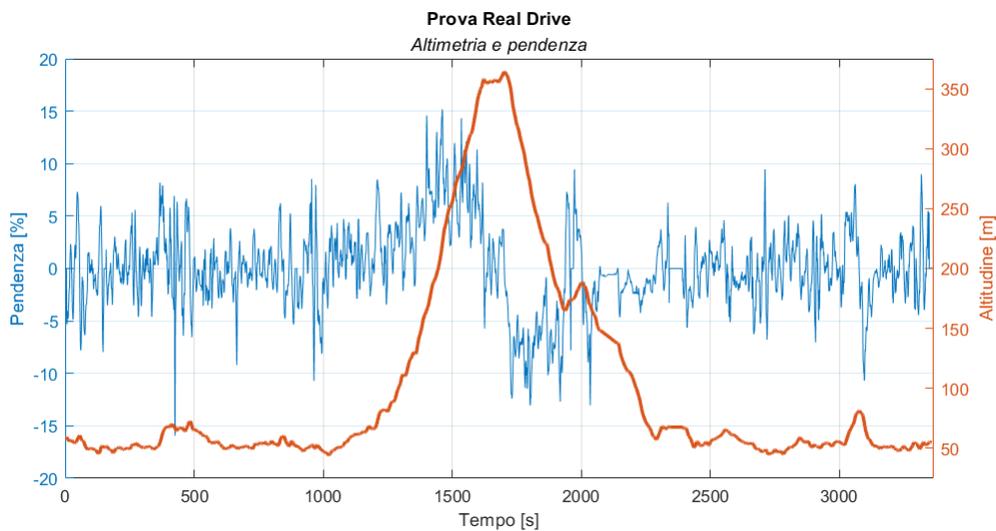


Figura 3.2.6: Altitudine e pendenze del ciclo real Drive

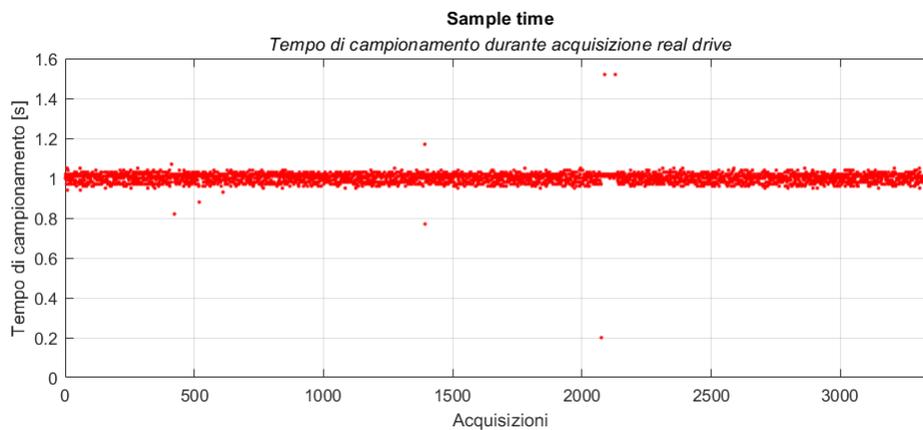


Figura 3.2.7: Distribuzione del tempo di campionamento durante la prova.

3.2.2 Veicolo Ibrido su ciclo Real Drive

In questo paragrafo vengono illustrati e discussi i risultati ottenuti dalla simulazione del modello sui dati del ciclo Real Drive misurato (paragrafo 3.2.1). I coefficienti di coast down e la massa di riferimento per questo caso studio sono ricavati da normativa e vengono riportati in Tabella 3.2.3.

Tabella 3.2.3: Massa di riferimento e coefficienti di coast-down per la simulazione del veicolo ibrido sul ciclo Real Drive

Massa piloti [kg]	165
Massa di riferimento [kg]	364
F0 [N]	31.7
F2 [N/(km/h) ²]	0.0241

Si ricorda che la prova su strada, durante la quale è stato registrato il ciclo real drive, è stata eseguita con due persone a bordo veicolo. Per questo motivo la resistenza al rotolamento (F0) risulta maggiore rispetto al caso WMTC (come discusso nel paragrafo 2.2.1), mentre il coefficiente di resistenza aerodinamica (F2) risulta pari a quello del caso precedente (paragrafo 3.1.1), poiché si ipotizza che il passeggero stia “nell’ombra” del pilota, e che quindi contribuisca in modo trascurabile alla resistenza aerodinamica.

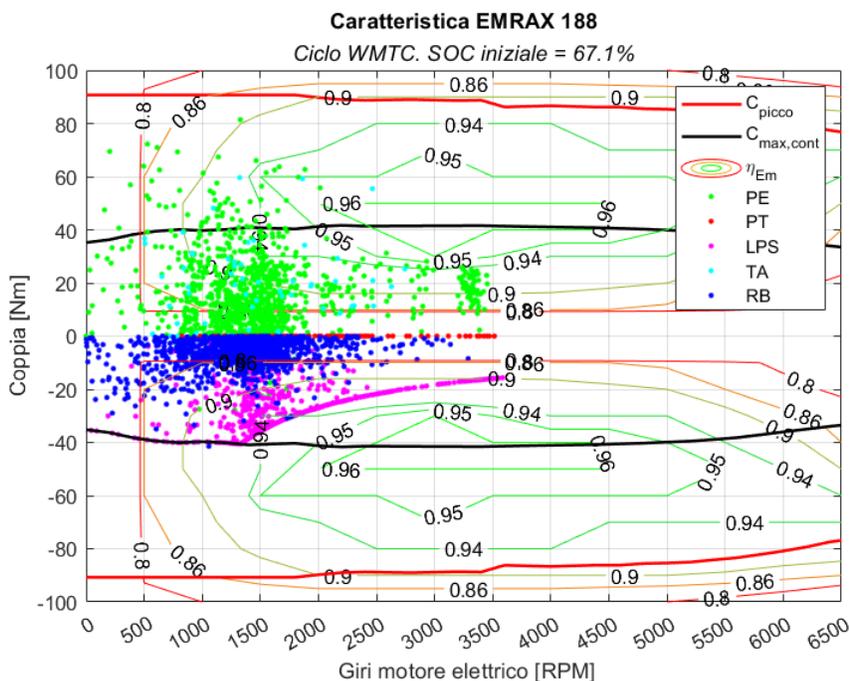


Figura 3.2.8: Punti operativi della macchina elettrica. Veicolo ibrido su Real Drive

I risultati mostrati sono stati ottenuti variando lo stato di carica iniziale fino a farlo avvicinare il più possibile a quello finale, con l’obiettivo di fornire un valore di consumo confrontabile. Il dato di velocità e cambio marcia è quello del ciclo Real Drive mostrato in

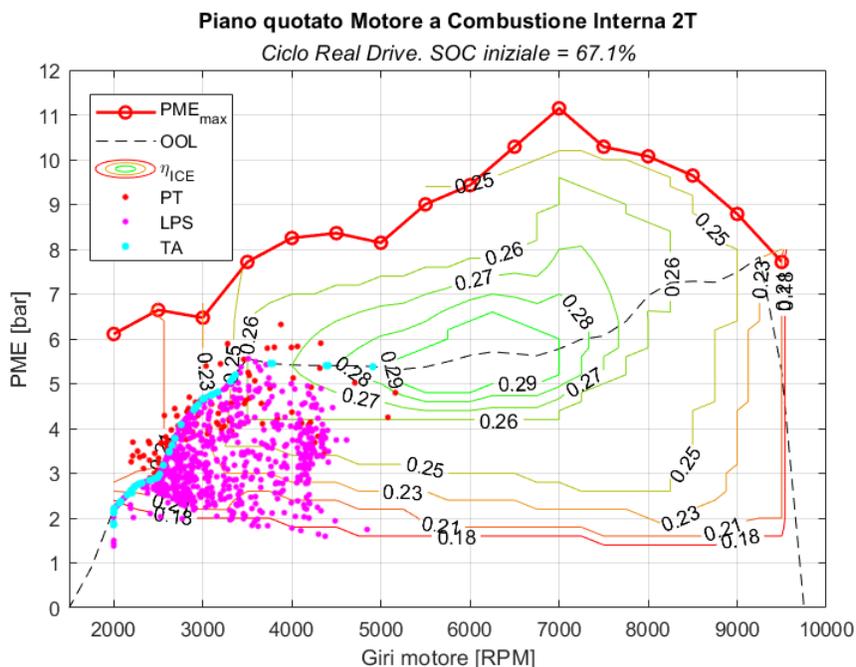


Figura 3.2.9: Piano quotato del motore a combustione interna 2T. Punti operativi ottenuti dalla simulazione del veicolo ibrido su Real Drive.

Figura 3.2.3. Anche in questo caso il modello stima i punti operativi del motore termico e della macchina elettrica, mostrati in Figura 3.2.8 e Figura 3.2.9. Si nota da subito che, rispetto al ciclo WMTC, si ha una maggiore copertura del piano quotato e della caratteristica meccanica della macchina elettrica, per via della maggiore richiesta di potenza. Inoltre, si nota che nel caso Real Drive viene utilizzata in modo più frequente la modalità Torque Assist (Figura 3.2.9), per effettuare le accelerazioni dalle basse velocità.

Anche in questo caso è possibile notare l'effetto della strategia di gestione dell'ibrido, in quanto vi sono pochissimi punti operativi sul piano quotato del motore a combustione interna a valori di PME inferiore ai 2 bar (Figura 3.2.9). Altresì, il funzionamento del motore termico a velocità inferiori ai 3000 RPM è dovuto alle elevate richieste di coppia dai bassi giri che quindi richiedono l'accensione del termico, che deve restare acceso per una durata minima.

Altro aspetto da notare è l'ampio uso della frenata rigenerativa (Figura 3.2.8) che in questo caso, per via della variazione di quota durante la prova, diventa rilevante e, talvolta, raggiunge il limite di potenza trasferibile alla batteria, come descritto nel paragrafo 2.2.4.

L'analisi delle modalità utilizzate in relazione all'andamento dello stato di carica (Figura 3.2.10) permette una comprensione migliore delle scelte della strategia.

Come nel caso del ciclo WMTC è importante sottolineare l'importanza di avere lo stesso stato di carica all'inizio e alla fine del ciclo guida per valutare in modo corretto i consumi. Si ricorda che la strategia non impone vincoli a riguardo, ma impone soltanto che lo stato di

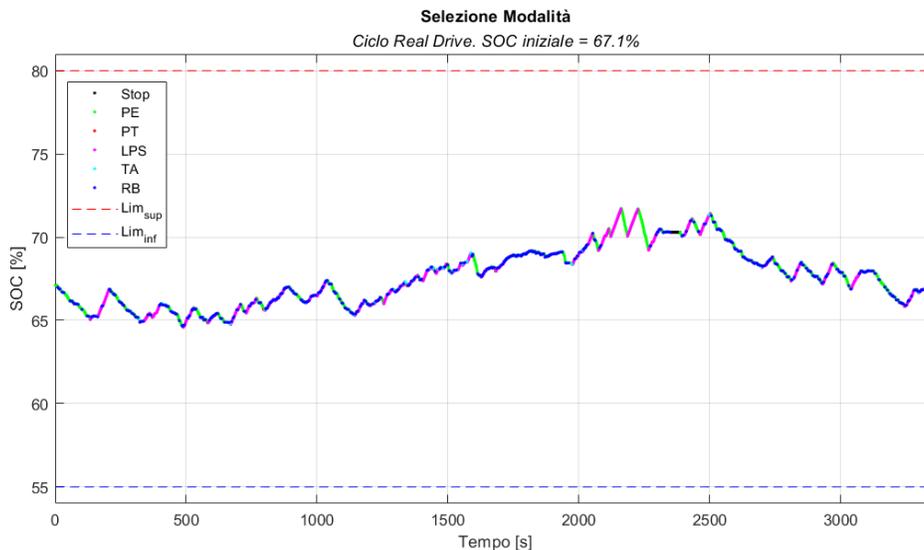


Figura 3.2.10: Veicolo ibrido su ciclo Real Drive. Andamento dello stato di carica nel tempo, con indicazione della modalità scelta dalla strategia.

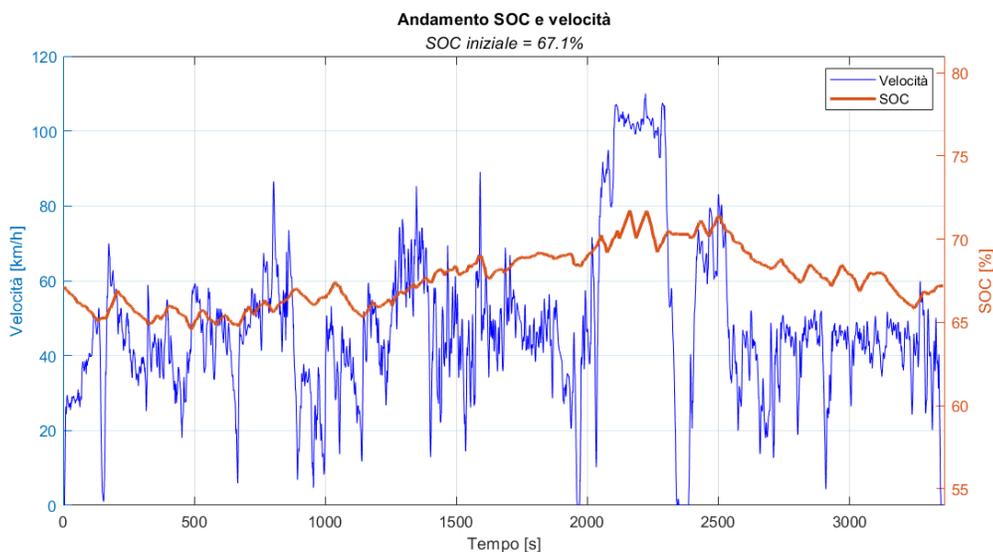


Figura 3.2.11: Veicolo ibrido su ciclo WMTC. Andamento dello stato di carica e del profilo di velocità.

carica permanga all'interno dei limiti di utilizzabilità della batteria. Riguardo ciò in Figura 3.2.12 vengono mostrati diversi andamenti del SOC per vari valori iniziali.

In Figura 3.2.12 è possibile notare che, nonostante i diversi valori di SOC iniziale, l'andamento dello stato di carica oltre un certo istante (situato intorno ai 1500 secondi) risulta molto simile tra i vari casi. Ciò è dovuto all'adattamento della strategia che tende a far variare il valore di SOC verso i valori più opportuni per quella richiesta di potenza.

La simulazione fornisce i risultati di consumo stimato riportati in Tabella 3.2.4.

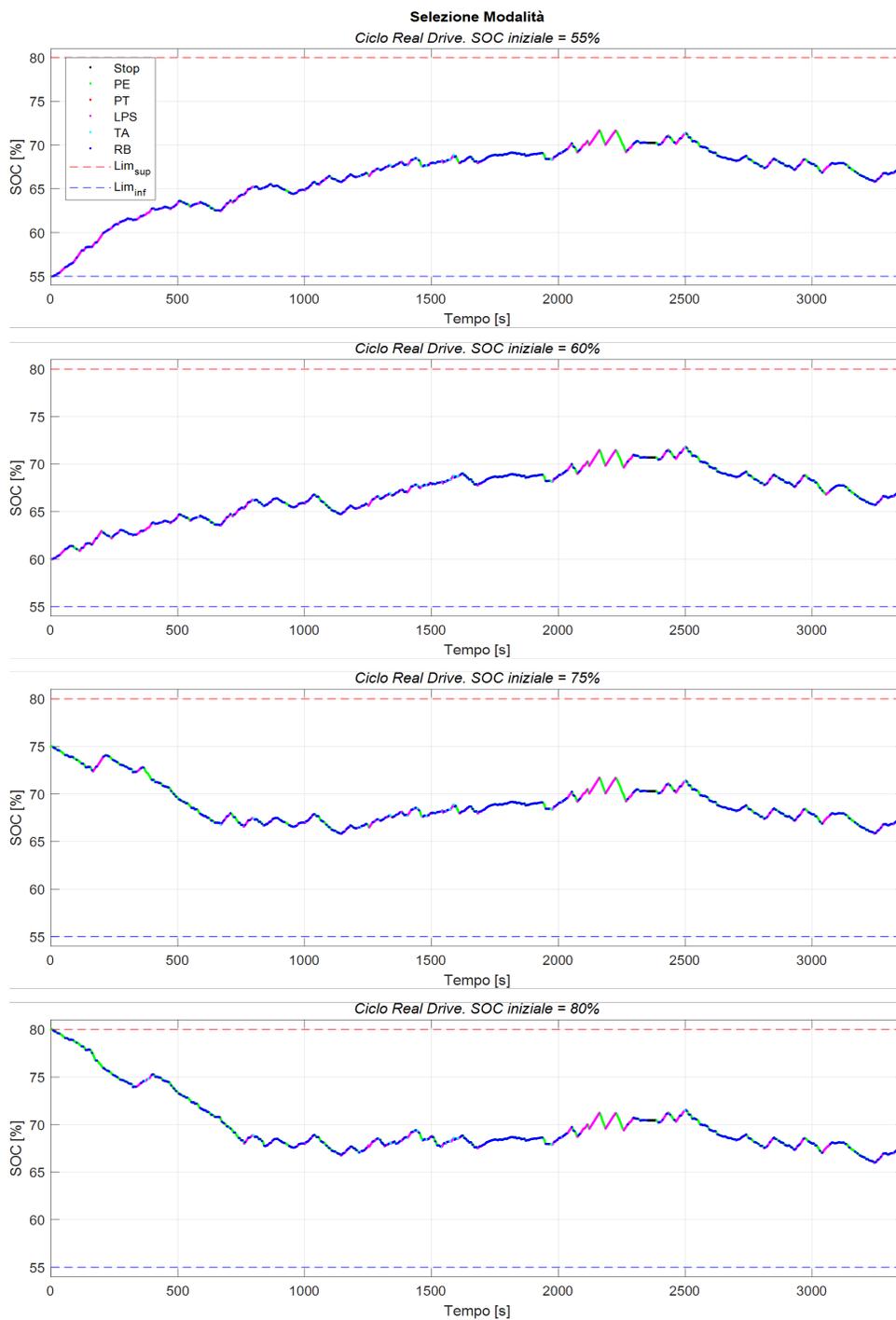


Figura 3.2.12: Andamenti diversi dello stato di carica durante il ciclo WMTC al variare del SOC iniziale. Veicolo Ibrido.

Il modello fornisce anche la stima dell'andamento della temperatura del catalizzatore (Figura 3.2.13) al fine di valutare se avvengono eccessivi raffreddamenti. In questo caso, dopo il primo avviamento del motore termico, la temperatura non scende al di sotto dei 300°C, per cui la strategia non deve intervenire. Il tempo necessario perché il catalizzatore

raggiunga i 300 °C è di 24 secondi.

Tabella 3.2.4: Risultati di consumo Veicolo Ibrido su ciclo WMTC

SOC_i [%]	SOC_f [%]	Distanza percorsa [km]	Consumo globale [km/L]
67.1	67.19	43.9	27.7

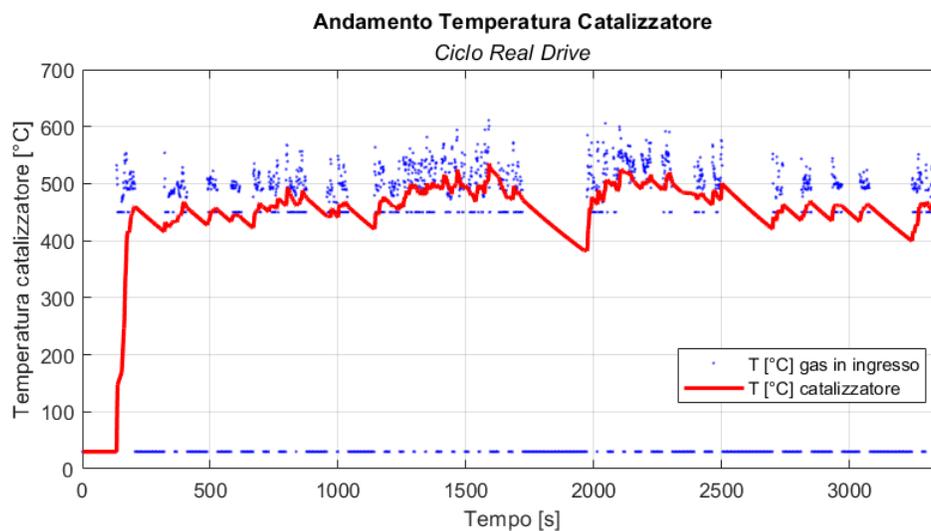


Figura 3.2.13: Veicolo ibrido su ciclo Real Drive. Andamento temperatura catalizzatore e gas di scarico.

3.2.3 Veicolo Base su ciclo Real Drive

In questo paragrafo vengono illustrati i risultati ottenuti dalla simulazione del veicolo base, ovvero la BMW F800 GS, sul ciclo Real Drive. I dati di massa di riferimento e coefficienti di coast down sono presi da normativa (UE 134-2014/Allegato 2/Appendice 5/Tabella 5-1) riportati in Tabella 3.2.3.

Tabella 3.2.5: Massa di riferimento e coefficienti di coast-down per la simulazione del veicolo base sul ciclo Real Drive

Massa piloti [kg]	165
Massa di riferimento [kg]	350
F0 [N]	30.8
F2 [N/(km/h) ²]	0.0239

Anche in questo caso si è scelto di utilizzare lo stesso coefficiente F2 utilizzato nella simulazione del ciclo WMTC, perché si ipotizza che la presenza del passeggero non impatti sulla resistenza aerodinamica, mentre il coefficiente F0, che dipende dalla massa del sistema (par. 2.2.1) viene scelto in base alla massa di riferimento del caso studio attuale.

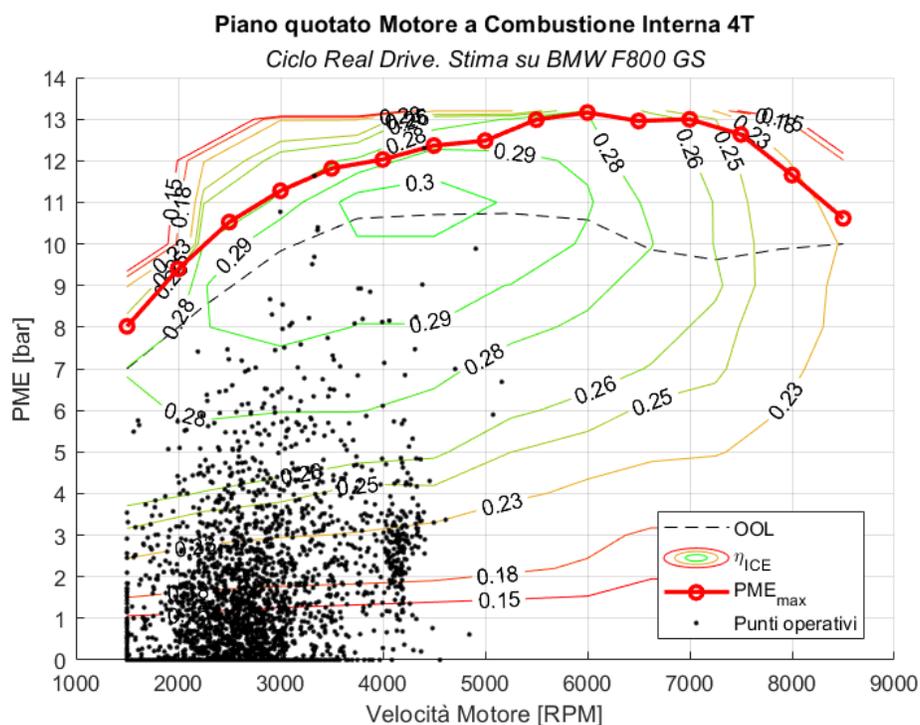


Figura 3.2.14: Piano quotato stimato del propulsore della BMW F800 GS. Punti operativi ottenuti mediante simulazione sul ciclo Real Drive.

I dati su cui è stato stimato il piano quotato del propulsore della BMW F800 GS sono stati discussi nel paragrafo 3.1.2, il profilo di velocità e cambio marcia è quello del ciclo Real Drive, mostrato in Figura 3.2.3. Di seguito vengono riportati i risultati del modello.

Confrontando Figura 3.1.10 e Figura 3.2.14 è possibile capire come il ciclo Real Drive, rispetto al WMTC copra un range di funzionamenti decisamente più ampio, per via delle accelerazioni maggiori in concomitanza della maggiore massa di riferimento.

Il veicolo considerato è una moto di tipo Enduro, spesso utilizzata con due persone a bordo: per questo motivo è rilevante valutare il comportamento del powertrain nel caso in cui la massa a bordo veicolo sia maggiore dei 75 kg utilizzati come “pilota di riferimento”.

I consumi stimati che risultano dalla simulazione sono riportati in Tabella 3.2.6.

Tabella 3.2.6: Risultati della simulazione nel caso BMW F800 GS con solo motore 4T

Consumo simulato Real Drive [km/L]	23.6	<i>calcolato</i>
Distanza percorsa	43.95	

Viene mostrato in Figura 3.2.15 l’andamento della temperatura del catalizzatore, stimata secondo il modello descritto, per il veicolo di riferimento. Il tempo impiegato dal catalizzatore per raggiungere i 300° C, dall’accensione a freddo, è di 18 secondi.

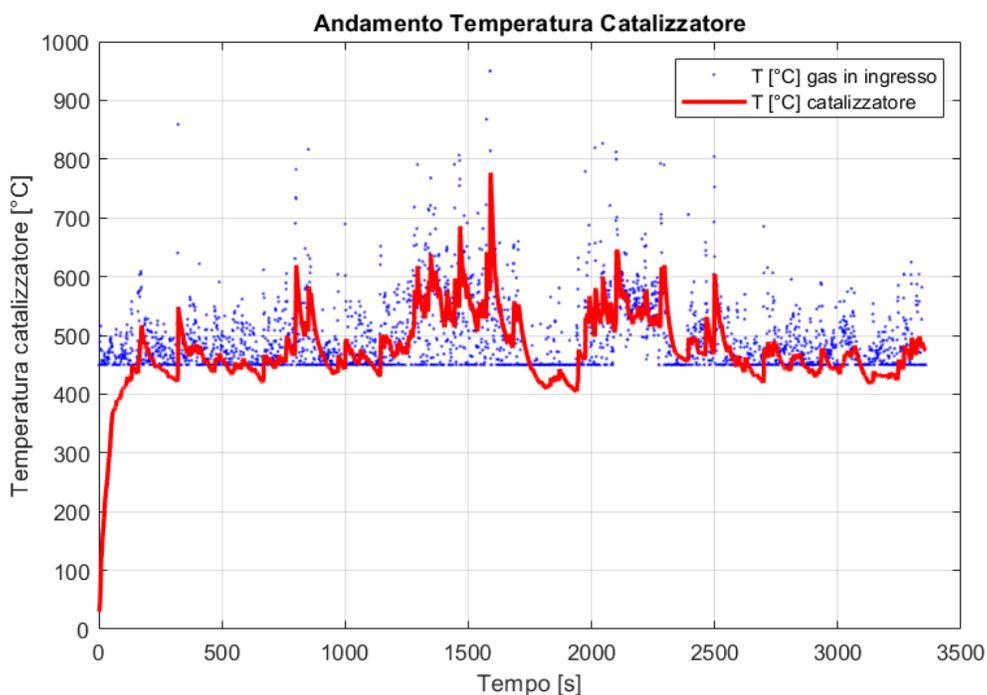


Figura 3.2.15: Temperatura stimata del catalizzatore del veicolo di riferimento sul ciclo Real Drive

3.2.4 Veicolo con solo propulsore termico a due tempi su ciclo Real Drive

In questo paragrafo vengono mostrati i risultati ottenuti sul ciclo Real Drive ipotizzando di sostituire il propulsore originale montato sul veicolo di riferimento con il motore 2T oggetto dello studio. I dati di massa di riferimento e coefficienti di coast down sono riportati in Tabella 3.2.7.

Tabella 3.2.7: Massa di riferimento e coefficienti di coast-down per la simulazione del veicolo con solo propulsore termico 2T sul ciclo Real Drive

Massa piloti [kg]	165
Massa di riferimento [kg]	330
F0 [N]	29.0
F2 [N/(km/h) ²]	0.0236

Il coefficiente di coast down F0 è ottenuto da tabella in normativa considerando la massa di riferimento di questo caso, mentre il coefficiente F2 è lo stesso del caso del ciclo WMTC, poiché, come nei casi precedenti, si ipotizza che la presenza del passeggero non influenzi l'aerodinamica della moto.

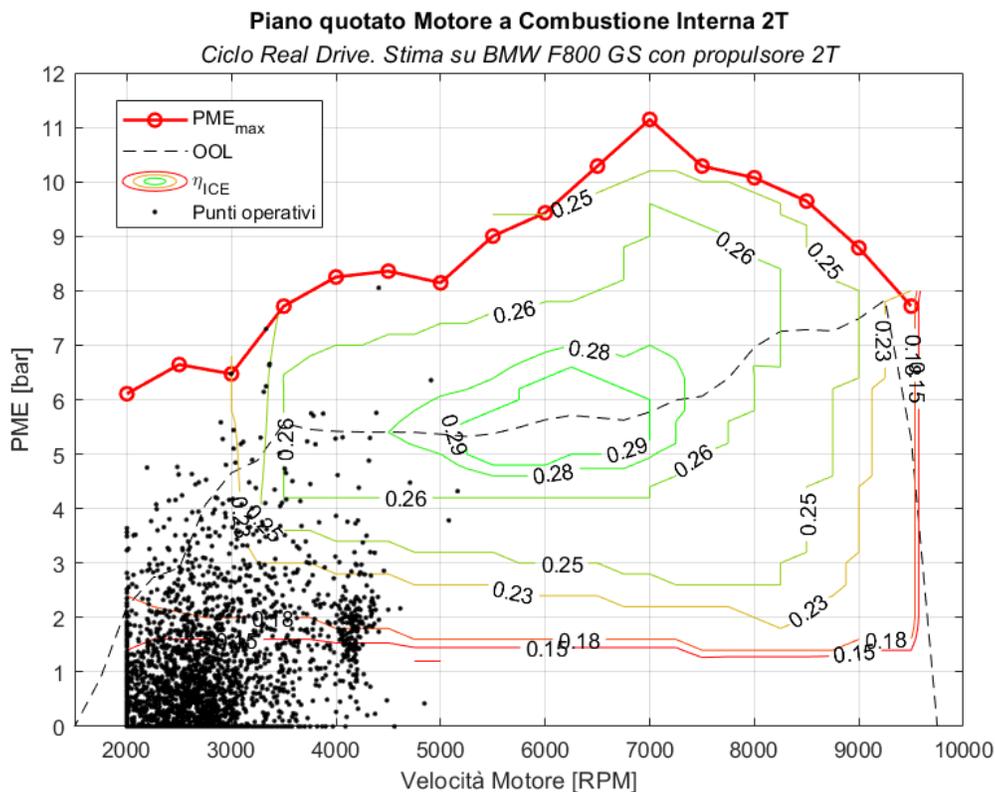


Figura 3.2.16: Piano quotato del motore 2T. Puntii operativi ottenuti simulando il modello sul ciclo Real Drive ipotizzando moto BMW F800 GS con motore 2T al posto dell'originale.

La Figura 3.2.16 mostra il piano quotato del motore 2T e i puntii operativi che risultano

dalla simulazione considerando la BMW F800 GS (con motore originale sostituito dal 2T) sul ciclo Real Drive con 2 persone a bordo veicolo.

Rispetto alla Figura 3.2.9 si nota la maggiore dispersione dei punti operativi, dovuta alla maggiore massa di riferimento e alle accelerazioni più brusche, oltre che alla variazione di altitudine che aumenta la richiesta di potenza.

Date le maggiori potenze coinvolte è atteso un valore di consumo di combustibile maggiore, però, proprio per il maggior carico al motore, i punti operativi si trovano mediamente in punti a rendimento maggiore, per cui il consumo globale, rapportato alla distanza percorsa, risulta molto simile a quello ottenuto sul ciclo WMTC. I risultati di consumo sono riportati in Tabella 3.2.8.

Tabella 3.2.8: Risultati di consumo BMW F800 GS con solo motore 2T su ciclo Real Drive

Consumo simulato su Real Drive [km/L]	18.81	<i>calcolato</i>
---------------------------------------	-------	------------------

In Figura 3.2.17 viene mostrato l'andamento stimato della temperatura del catalizzatore. Il tempo necessario per raggiungere i 300° C è di 35 secondi.

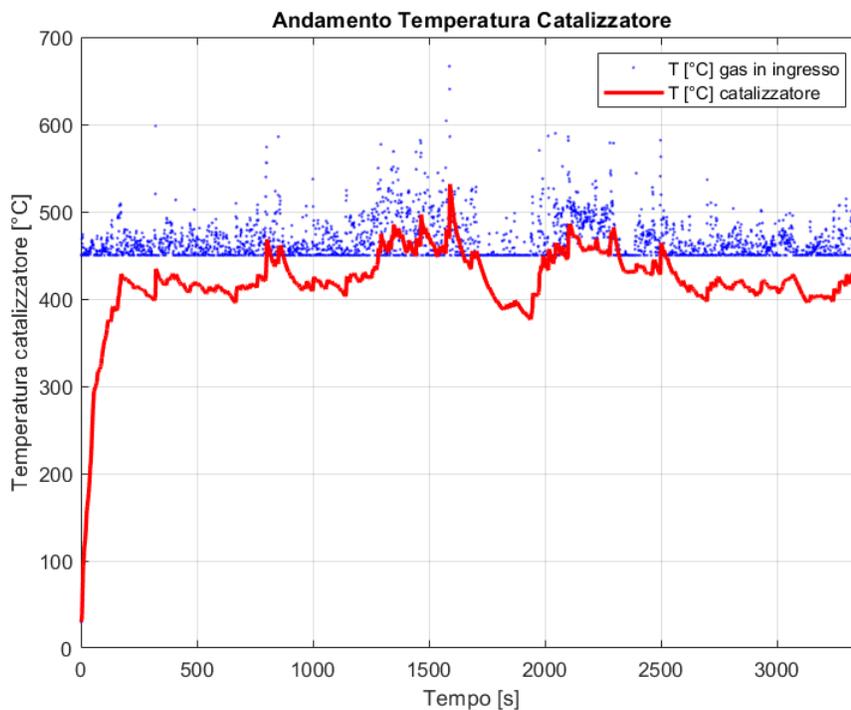


Figura 3.2.17: Andamento stimato della temperatura del catalizzatore del veicolo con solo motore termico 2T sul ciclo Real Drive

3.3 Indicazioni Emerse dall'Analisi

3.3.1 Consumi

Confrontando i risultati di consumo ottenuti viene messa in mostra la potenzialità del motoveicolo ibrido così realizzato. Nelle Tabelle 3.3.1 e 3.3.2 vengono confrontati i risultati ottenuti nelle varie configurazioni, evidenziando le differenze tra i parametri più influenti.

Tabella 3.3.1: Cconfronto consumi delle varie configurazioni di powertrain sulla BMW F800GS sul ciclo WMTC

Powertrain	M_{vei} [kg]	M_{pil} [kg]	M_{ref} [kg]	F0 [N]	F2 [$\frac{N}{(km/h)^2}$]	SOC_i [%]	SOC_f [%]	Cons. [$\frac{km}{L}$]	Δ_{cons} [%]
800cc 4T	185	75	260	22.9	0.0239	-	-	23.7	-
600cc 2T	165	75	240	21.1	0.0236	-	-	18.84	-20.5%
600cc Hybrid	199	75	274	23.8	0.0241	77	76.96	26.3	+11.0%

Tabella 3.3.2: Cconfronto consumi delle varie configurazioni di powertrain sulla BMW F800GS sul ciclo Real Drive

Powertrain	M_{vei} [kg]	M_{pil} [kg]	M_{ref} [kg]	F0 [N]	F2 [$\frac{N}{(km/h)^2}$]	SOC_i [%]	SOC_f [%]	Cons. [$\frac{km}{L}$]	Δ_{cons} [%]
800cc 4T	185	165	350	30.8	0.0239	-	-	23.6	-
600cc 2T	165	165	330	29.0	0.0236	-	-	18.81	-20.3%
600cc Hybrid	199	165	364	31.7	0.0241	67.1	67.19	27.7	+17.4%

Nonostante le approssimazioni introdotte nel modello il consumo stimato nel caso del veicolo ibrido risulta notevolmente minore rispetto a quello del veicolo base, sia sul ciclo WMTC, sia su quello Real Drive. Sul ciclo Real Drive il modello fornisce risultati che mostrano un miglioramento maggiore rispetto a quello ottenuto sul ciclo WMTC. Ciò può essere dovuto al fatto che in condizioni Real Drive la frenata rigenerativa, per via della presenza del dislivello, diventa molto rilevante, in quanto permette di riconvertire buona parte dell'energia potenziale accumulata per poi riutilizzarla. È inoltre importante notare che l'aumento dei carichi (dovuto alla pendenza, alle maggiori accelerazioni e alle maggiori masse del ciclo Real Drive) provoca un miglioramento del rendimento medio del motore.

Come era possibile aspettarsi, il veicolo con solo motore termico 2 tempi ha un peggioramento del consumo rispetto al veicolo base, per le elevate parzializzazioni a cui opera e per le sue caratteristiche che lo rendono inadeguato a lavorare in condizioni di basse velocità e bassi carichi. Ad ogni modo le sue prestazioni massime sono superiori a quelle del motore originale 4 tempi, ma l'erogazione della coppia non è adatta a questo tipo di veicolo.

3.3.2 Strategia

La strategia di energy management di tipo A-Rule Based implementata è di fondamentale importanza nella riduzione dei consumi e nella gestione delle modalità di guida. Essa rappresenta una valida soluzione euristica al problema, in quanto permette di spostare le condizioni operative del motore termico verso quelle ritenute più convenienti, tenendo conto anche del mantenimento dello stato di carica della batteria.

La possibilità di adattare le logiche della strategia allo stato di carica, non solo permette di mantenere quest'ultimo entro certi valori, ma fa sì che il powertrain non operi mai in condizioni troppo sfavorevoli, poiché, modificandosi, la strategia previene il problema. Inoltre, l'adattamento della strategia allo stato di carica permette di utilizzarla su ogni ciclo guida, anche non noto a priori.

Il risultato ottenuto con la strategia A-Rule Based rimane comunque sub-ottimale, ma essa ha il vantaggio di essere implementabile in centralina e di richiedere una ridotta calibrazione basata sulla conoscenza delle caratteristiche del powertrain.

3.3.3 Cambio Marcia

Il problema più rilevante che rimane è il cambio marcia, ovvero: in tutta la trattazione si è ipotizzato che le marce venissero cambiate dal pilota (istantaneamente, trascurando lo stacco della frizione) in modo indipendente dalla modalità di guida scelta dalla strategia; quindi le marce dovrebbero venire cambiate manualmente anche in modalità Puro Elettrico. Ciò risulta essere il problema principale, in quanto intacca la drivability e il feeling del pilota che si aspetta di non dover cambiare le marce in modalità Puro Elettrico.

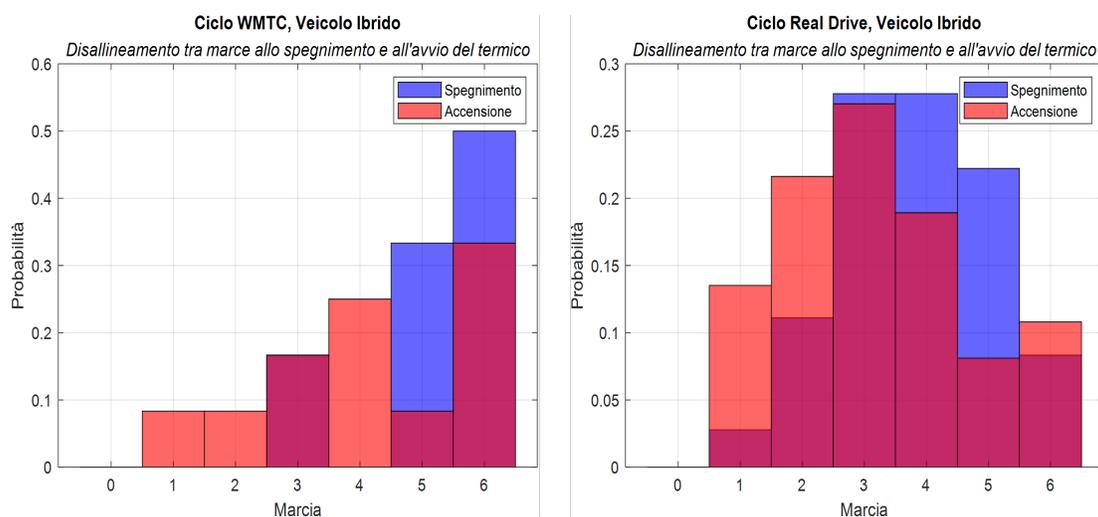


Figura 3.3.1: Distribuzioni delle marce inserite allo spegnimento e all'avviamento del motore termico, nel caso del ciclo WMTC e del Real Drive.

Per risolvere il problema sarebbe possibile introdurre un sistema che permetta il cambio marcia in modo automatico, almeno in modalità puro elettrico, che faccia sì di allineare la marcia più appropriata alle condizioni di guida nel caso in cui venga comandato un avviamento del termico. Ciò richiederebbe un dispositivo fisico dedicato a questa funzione.

A questo livello del progetto questo sembra essere il problema di guidabilità più rilevante, a riprova di ciò in Figura 3.3.1 vengono mostrati gli istogrammi che rappresentano quali marce risultano più frequentemente inserite all'avviamento del termico e al suo spegnimento: la discordanza di questi istogrammi denota la necessità di un dispositivo che per lo meno allinei la marcia innestata prima dell'avviamento.

3.3.4 Catalizzatore

La modellazione del catalizzatore e la stima del suo stato termico sono state fatte assumendo ipotesi grossolane (prima su tutte la stima della temperatura dei gas di scarico (Paragrafo 2.4.4)) con l'obiettivo di ottenere risultati approssimativi, in modo da fornire valori indicativi alla strategia al fine di distinguere funzionamenti plausibili da non plausibili. Per fare ciò è stata considerata arbitrariamente la temperatura del catalizzatore di soglia di 300°C , che andrà poi allineata a indicazioni di dettaglio del costruttore.

I risultati riguardo i tempi necessari a raggiungere i 300°C sono dell'ordine delle decine di secondi nei vari casi; ciò fa intuire che la velocità di riscaldamento del catalizzatore potrebbe essere insufficiente nel caso reale, in cui all'avviamento anche il motore a combustione interna ha una inerzia termica non trascurabile. Per questo motivo è da considerare l'ipotesi di utilizzare un pre catalizzatore posto in posizione close coupled per migliorare la conversione degli inquinanti all'avviamento a freddo, oppure, data la presenza della parte ibrida, un sistema di cat-heating elettrico.

Conclusioni

In conclusione, è possibile affermare che il modello realizzato ha permesso di mettere in luce i parametri maggiormente influenti di ogni elemento modellato, e permette di fare considerazioni progettuali e valutazioni sulla strategia di energy management utilizzata.

Il motore a combustione interna a 2 tempi progettato e brevettato da Hypertec Solutions [®], sebbene da solo risulti inadeguato a sostituire il propulsore originale di una moto Enduro stradale come la BMW F800 GS considerata nello studio, trova ottima applicazione all'interno del powertrain ibrido che, invece, come mostrano i risultati, ha la potenzialità di ridurre i consumi e aumentare le prestazioni massime.

La strategia A-Rule Based proposta nello studio permette una riduzione stimata dei consumi di combustibile, rispetto ai valori calcolati del veicolo di riferimento, dell'11% sul ciclo WMTC e del 17% su un ciclo Real Drive misurato. La strategia A-Rule Based risulta essere una valida scelta poiché non è calibrata su un determinato numero di cicli guida di riferimento ma ha la possibilità di adattarsi alle condizioni di guida ed è realizzata sulla base delle caratteristiche di funzionamento del powertrain. Inoltre, utilizzare lo stato di carica della batteria come variabile considerata nelle logiche di energy management migliora il funzionamento in Charge Sustaining.

A seguito dello studio svolto permangono alcune problematiche da risolvere; prima su tutte spicca la necessità di prevedere l'installazione di un dispositivo che permetta il cambio automatico delle marce, almeno nelle fasi in cui il motore a combustione interna è scollegato, per allineare la marcia innestata alle condizioni di guida, in ottica di un possibile avviamento del motore termico.

La modellazione semplificata dello stato termico del catalizzatore, nonostante avesse in partenza l'obiettivo di fornire indicazioni utili alla strategia, suggerisce l'esigenza di un sistema di post trattamento dei gas combusti che abbia tempi di light-off ridotti, ad esempio tramite l'impiego di un pre-catalizzatore o altri sistemi per il riscaldamento.

Lo studio dettagliato del sistema di scarico e smaltimento degli inquinanti, così come l'inserimento di un dispositivo per il cambio automatico delle marce, sono possibili oggetti di futuri studi.

Elenco Acronimi e Simboli

EMS Energy Management Strategy

A – RB Adaptative Rule Based

WMTC World-harmonized Motorcycle Test Cycle

OOL Optimum Operating Line

PE Puro Elettrico

PT Puro Termico

LPS Load Point Shift

TA Torque Assist

RB Regenerative Braking, frenata rigenerativa

OFA Open Frontal Area

ICE Internal Combustion Engine, motore a combustione interna

PME Pressione Media Effettiva

EM Electric Motor, macchina elettrica

SOC State Of Charge, stato di carica della batteria

UA Trasmittanza

OCV Open Circuit Voltage, tensione di circuito aperto

F_{rot} Forza di resistenza al rotolamento degli pneumatici

F_d Forza di resistenza aerodinamica

F_{in} Forza di inerzia

F_{pend} Forza longitudinale dovuta alla pendenza: componente orizzontale della forza peso

- F_{traz} Forza di trazione dello pneumatico posteriore sul terreno
- F_0 Coefficiente di coast-down che esprime la resistenza al rotolamento degli pneumatici
- F_2 Coefficiente di coast-down che esprime la resistenza aerodinamica
- N Forza di reazione normale del terreno
- μ_x Coefficiente di resistenza al rotolamento
- C_x Coefficiente di resistenza aerodinamica (drag)
- A_{front} Area della sezione frontale del veicolo
- ρ_a Densità dell'aria in condizioni ambiente
- v Velocità del veicolo [m/s]
- V Velocità del veicolo [km/h]
- M_{app} Massa apparente traslante del veicolo
- M_{ref} Massa di riferimento del veicolo
- I_{ant} Inerzia rotazionale dello pneumatico anteriore rispetto al suo asse principale di rotazione
- ω_{ant} Velocità di rotazione dello pneumatico anteriore
- R_{ant} Raggio dello pneumatico anteriore
- I_{post} Inerzia rotazionale dello pneumatico posteriore rispetto al suo asse principale di rotazione
- ω_{post} Velocità di rotazione dello pneumatico posteriore
- R_{post} Raggio dello pneumatico posteriore
- I_{ICE} Momento di inerzia rotazionale delle parti rotanti del motore termico riferito all'albero motore
- ω_{ICE} Velocità di rotazione del motore a combustione interna
- I_{EM} Momento di inerzia rotazionale delle parti rotanti della macchina elettrica
- ω_{EM} Velocità di rotazione della macchina elettrica
- C_{ICE} Coppia erogata dal motore a combustione interna
- C_{EM} Coppia erogata/assorbita dalla macchina elettrica

rpm	Rotazioni per Minuto, velocità di rotazione
RT_1	Rapporto di trasmissione pignone/corona
η_1	Rendimento dell'accoppiamento pignone/corona
RT_2	Rapporto di trasmissione pignone/macchina elettrica
η_2	Rendimento dell'accoppiamento pignone/macchina elettrica
RT_3	Rapporto di trasmissione primario/secondario cambio
η_3	Rendimento dell'accoppiamento primario/secondario cambio
RT_4	Rapporto di trasmissione albero motore/primario
η_4	Rendimento dell'accoppiamento albero motore/primario
η_{ICE}	Rendimento utile motore a combustione interna
η_{EM}	Rendimento macchina elettrica
η_{inv}	Rendimento inverter
η_{batt}	Rendimento batteria
P_{ruota}	Potenza meccanica richiesta all'avanzamento
P_{ICE}	Potenza meccanica erogata dal motore a combustione interna
P_{EM}	Potenza meccanica erogata/assorbita dalla macchina elettrica
FRL	Free Run Losses, perdite per trascinamento a vuoto
i_{cyl}	Numero di cilindri del motore a combustione interna
V_{unit}	Cilindrata unitaria del motore a combustione interna
R_b	Coefficiente di ripartizione della frenata
V_{cell}	Tensione tra i poli della cella
V_{batt}	Tensione tra i poli della batteria
I_{batt}	Corrente erogata dalla batteria
c_{batt}	Capacità della batteria
$I_{chg,max}$	Massima corrente di carica della batteria
N_s	Numero celle in serie

- N_p Numero celle in parallelo
- R_{int} Resistenza interna della cella
- R_{eq} Resistenza interna equivalente della batteria
- Q Carica della batteria
- P_{batt} Potenza erogata dalla batteria
- \dot{m}_b Portata di combustibile
- \dot{m}_a Portata di aria
- \dot{m}_{gas} Portata di miscela aria-combustibile
- q_b Consumo specifico di combustibile
- H_i Potere calorifico inferiore del combustibile
- ρ_{fuel} Densità combustibile
- λ_v Coefficiente di riempimento volumetrico
- α_{st} Rapporto di dosatura stechiometrica
- T Temperatura
- c_p Calore specifico a pressione costante
- Φ Potenza termica
- $R_{th,eq}$ Resistenza termica equivalente
- h_- Coefficiente di scambio termico convettivo

Elenco delle figure

1.1.1 Motore a combustione interna a 2 tempi. Brevetto di Hypertec Solutions® [1]	7
1.1.2 Dettaglio della disposizione dei pignoni per l'accoppiamento con la ruota posteriore e con la macchina [1].	7
1.2.1 Profilo di velocità ciclo WMTC. Si notano le tre fasi: urbano, extraurbano, autostradale	9
2.1.1 Schema generale dell'architettura ibrida.	14
2.2.1 Schema delle forze longitudinali applicate al motoveicolo	15
2.2.2 Schema del flusso di potenza nella modalità Puro Elettrico	19
2.2.3 Schema del flusso di potenza nella modalità Puro Termico	21
2.2.4 Diagramma delle perdite a vuoto della macchina elettrica EMRAX 188. [4]	23
2.2.5 Schema del flusso di potenze in modalità Load Point Shift	26
2.2.6 Schema del flusso di potenze in modalità Torque Assist	30
2.2.7 Schema del flusso di potenze in modalità Regenerative Braking	33
2.3.1 Piano quotato del motore a combustione interna 2 tempi oggetto dello studio, con indicazione della OOL	37
2.3.2 Schema indicante il percorso delle possibili conversioni energetiche dalla sorgente del sistema (ICE) fino al pozzo (Ruota), in modo diretto o tramite preliminare conversione elettrica.	41
2.3.3 Strategia a mappe discontinue: mappa per carica della batteria "normale" .	44
2.3.4 Strategia a mappe discontinue: mappa nello stato di "carica di emergenza"	45
2.3.5 Strategia a mappe discontinue: mappa nello stato di "scarica di emergenza"	46
2.3.6 Variazione della mappa usata per la strategia A-RB	49
2.3.7 Andamento dello stato di carica della batteria nel caso in cui venga seguito il ciclo di omologazione WMTC. SOC iniziale pari al 60%	50
2.3.8 Andamento di consumi e numero di avviamenti al variare della durata minima di motore acceso. Valori ottenuti su ciclo WMTC con SOC iniziale circa pari al SOC finale.	52
2.3.9 Esempio di intervento della strategia nel caso in cui la temperatura del catalizzatore scenda sotto i 300 °C.	52

2.4.1	Caratteristica meccanica EMRAX 188. [4]	55
2.4.2	Modello semplificato della batteria, riduzione dello schema elettrico tramite circuito equivalente di Thévenin	57
2.4.3	Caratteristica di scarica delle celle agli ioni di Litio, [17]	59
2.4.4	Andamento del rendimento dell'inverter in funzione della potenza in uscita [18]	61
2.4.5	Mappa di consumo istantaneo utilizzata nel modello Simulink	65
2.4.6	Look-up table utilizzata nel modello Simulink per la stima del coefficiente di riempimento	66
2.4.7	Schema semplificato del modello del catalizzatore	73
2.4.8	Focus sulla divisione in canali a sezione quadrata del monolite.	75
3.1.1	Velocità di riferimento del ciclo WMTC per i veicoli di classe L3.	79
3.1.2	Ciclo guida WMTC e profilo di cambio marcia per il veicolo in configurazione ibrida	80
3.1.3	Punti operativi della macchina elettrica. Veicolo ibrido su WMTC	81
3.1.4	Piano quotato del motore a combustione interna 2T. Punti operativi ottenuti dalla simulazione del veicolo ibrido su WMTC.	81
3.1.5	Veicolo ibrido su WMTC. Andamento dello stato di carica nel tempo, con indicazione della modalità scelta dalla strategia.	82
3.1.6	Andamento dello stato di carica e del profilo di velocità durante il ciclo WMTC. Veicolo ibrido.	83
3.1.7	Andamenti diversi dello stato di carica durante il ciclo WMTC al variare del SOC iniziale. Veicolo Ibrido.	84
3.1.8	Andamento temperatura catalizzatore e gas di scarico durante il ciclo WMTC. Veicolo ibrido.	85
3.1.9	Ciclo WMTC e profilo di cambio marcia per la BMW F800 GS.	87
3.1.10	Piano quotato stimato del propulsore della BMW F800 GS. Punti operativi ottenuti dalla simulazione del modello sul ciclo WMTC.	87
3.1.11	Ciclo WMTC e profilo di cambio marcia per il veicolo con solo propulsore termico a due tempi.	89
3.1.12	Piano quotato ottenuto per il veicolo con solo motore termico 2T sul ciclo WMTC.	90
3.2.1	BMW F800 GS	91
3.2.2	Mappa del percorso Real Drive	93
3.2.3	Profilo di velocità e cambio marcia sul ciclo Real Drive	94
3.2.4	Prova Real Drive. Velocità e altitudine in funzione del tempo.	95
3.2.5	Accelerazione durante il ciclo Real Drive.	95
3.2.6	Altitudine e pendenze del ciclo real Drive	96
3.2.7	Distribuzione del tempo di campionamento durante la prova.	96
3.2.8	Punti operativi della macchina elettrica. Veicolo ibrido su Real Drive	97

3.2.9 Piano quotato del motore a combustione interna 2T. Punti operativi ottenuti dalla simulazione del veicolo ibrido su Real Drive.	98
3.2.10 Veicolo ibrido su ciclo Real Drive. Andamento dello stato di carica nel tempo, con indicazione della modalità scelta dalla strategia.	99
3.2.11 Veicolo ibrido su ciclo WMTC. Andamento dello stato di carica e del profilo di velocità.	99
3.2.12 Andamenti diversi dello stato di carica durante il ciclo WMTC al variare del SOC iniziale. Veicolo Ibrido.	100
3.2.13 Veicolo ibrido su ciclo Real Drive. Andamento temperatura catalizzatore e gas di scarico.	101
3.2.14 Piano quotato stimato del propulsore della BMW F800 GS. Punti operativi ottenuti mediante simulazione sul ciclo Real Drive.	102
3.2.15 Temperatura stimata del catalizzatore del veicolo di riferimento sul ciclo Real Drive	103
3.2.16 Piano quotato del motore 2T. Punti operativi ottenuti simulando il modello sul ciclo Real Drive ipotizzando moto BMW F800 GS con motore 2T al posto dell'originale.	104
3.2.17 Andamento stimato della temperatura del catalizzatore del veicolo con solo motore termico 2T sul ciclo Real Drive	105
3.3.1 Distribuzioni delle marce inserite allo spegnimento e all'avviamento del motore termico, nel caso del ciclo WMTC e del Real Drive.	107

Elenco delle tabelle

1.2.1 Limiti Euro 5: allegato VI di UE 2013/168, Tabella A2	8
1.2.2 Parametri ciclo WMTC	9
2.3.1 Esempio 1	42
2.3.2 Esempio 2	42
2.4.1 Dati di targa motogeneratore EMRAX 188	54
2.4.2 Dati principali pacco batterie	58
2.4.3 Dati principali motore a combustione interna, brevetto Hypertec Solutions [1]	63
2.4.4 Valori ipotizzati per le temperature allo scarico del motore a combustione interna a 2 tempi, al regime di potenza minima potenza massima.	67
2.4.5 Rapporto tra potenza termica in uscita e potenza meccanica erogata, in varie condizioni di funzionamento	67
2.4.6 Rapporto tra la somma della potenza termica in uscita e della potenza meccanica erogata e l'energia introdotta dal combustibile	67
2.4.7 Parametri geometrici tubo di scarico	69
2.4.8 Dati Catalizzatore	74
3.0.1 Dati Veicoli nei vari casi studio	78
3.0.2 Rapporti di trasmissione dei vari accoppiamenti	79
3.1.1 Massa di riferimento e coefficienti di coast-down per la simulazione del veicolo ibrido sul ciclo WMTC	80
3.1.2 Risultati di consumo Veicolo Ibrido su ciclo WMTC	85
3.1.3 Massa di riferimento e coefficienti di coast-down per la simulazione del veicolo base sul ciclo WMTC	86
3.1.4 Dati di consumo BMW F800 GS utilizzati	86
3.1.5 Massa di riferimento e coefficienti di coast-down per la simulazione del veicolo con solo propulsore termico 2T sul ciclo WMTC	89
3.1.6 Risultati di consumo BMW F800 GS con solo motore 2T su WMTC	89
3.2.1 Frequenze di campionamento e accuratezze del sistema di acquisizione utilizzato	92
3.2.2 Dati caratteristici prova Real Drive	93

3.2.3 Massa di riferimento e coefficienti di coast-down per la simulazione del veicolo ibrido sul ciclo Real Drive	97
3.2.4 Risultati di consumo Veicolo Ibrido su ciclo WMTC	101
3.2.5 Massa di riferimento e coefficienti di coast-down per la simulazione del veicolo base sul ciclo Real Drive	102
3.2.6 Risultati della simulazione nel caso BMW F800 GS con solo motore 4T	103
3.2.7 Massa di riferimento e coefficienti di coast-down per la simulazione del veicolo con solo propulsore termico 2T sul ciclo Real Drive	104
3.2.8 Risultati di consumo BMW F800 GS con solo motore 2T su ciclo Real Drive	105
3.3.1 Cconfronto consumi delle varie configurazioni di powertrain sulla BMW F800GS sul ciclo WMTC	106
3.3.2 Cconfronto consumi delle varie configurazioni di powertrain sulla BMW F800GS sul ciclo Real Drive	106

Bibliografia

- [1] MARCONI P. e SMANIO S. inventors. HYPERTEC SOLUTIONS S.R.L. assignee. “Two-stroke internal combustion engine and relative actuation method”. In: *WIPO patent* WO2020/011800A1 (Jan. 16, 2020).
- [2] U.R. VERCELLI G.A. PIGNONE. *Motori ad Alta Potenza Specifica*. Giorgio Nada Editore, 2016. ISBN: 978-88-7911-645-9.
- [3] V. COSSALTER. *Motorcycle Dynamics*. Amazon Italia Logistica, 2014. ISBN: 978-1-326-07934-5.
- [4] EMRAX. *Datasheet EMRAX188*. URL: <https://emrax.com/e-motors/emrax-188/>. (visitato: 8 novembre 2022).
- [5] Liang Li et al. “Analysis of downshift’s improvement to energy efficiency of an electric vehicle during regenerative braking”. In: *Applied Energy* 176 (2016), pp. 125–137. ISSN: 0306-2619. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2016.05.042>. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0306261916306365>.
- [6] Yuan-Ting Lin et al. “Design of combined brake system for light weight scooters”. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering* 236.4 (2022), pp. 665–675. DOI: 10.1177/09544070211024093. URL: <https://doi.org/10.1177/09544070211024093>.
- [7] Federico Millo et al. “Analysis of Different Energy Management Strategies for Complex Hybrid Electric Vehicles”. In: *Computer-Aided Design and Applications* 11.sup1 (2014), S1–S10. DOI: 10.1080/16864360.2014.914399. URL: <https://doi.org/10.1080/16864360.2014.914399>.
- [8] Jiankun Peng, Hongwen He e Rui Xiong. “Rule based energy management strategy for a series–parallel plug-in hybrid electric bus optimized by dynamic programming”. In: *Applied Energy* 185 (2017). Clean, Efficient and Affordable Energy for a Sustainable Future, pp. 1633–1643. ISSN: 0306-2619. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.12.031>. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0306261915016049>.

- [9] Luca Romani et al. “Fine-tuning of a two stroke engine in full power configuration provided with a Low Pressure Direct Injection system”. In: *Energy Procedia* 126 (2017). ATI 2017 - 72nd Conference of the Italian Thermal Machines Engineering Association, pp. 987–994. ISSN: 1876-6102. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.08.251>. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1876610217337578>.
- [10] Rui Xiong et al. “Lithium-ion battery aging mechanisms and diagnosis method for automotive applications: Recent advances and perspectives”. In: *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 131 (2020), p. 110048. ISSN: 1364-0321. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2020.110048>. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1364032120303397>.
- [11] Rishikesh Mahesh Bagwe et al. “Adaptive Rule-Based Energy Management Strategy for a Parallel HEV”. In: *Energies* 12.23 (2019). ISSN: 1996-1073. DOI: 10.3390/en12234472. URL: <https://www.mdpi.com/1996-1073/12/23/4472>.
- [12] Cristian Musardo et al. “A-ECMS: An Adaptive Algorithm for Hybrid Electric Vehicle Energy Management”. In: *European Journal of Control* 11.4 (2005), pp. 509–524. ISSN: 0947-3580. DOI: <https://doi.org/10.3166/ejc.11.509-524>. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0947358005710487>.
- [13] Thomas Steiner et al. “Heat-Up Performance of Catalyst Carriers—A Parameter Study and Thermodynamic Analysis”. In: *Energies* 14.4 (2021). ISSN: 1996-1073. DOI: 10.3390/en14040964. URL: <https://www.mdpi.com/1996-1073/14/4/964>.
- [14] Rong-Fang Horng e Huann-Ming Chou. “Effect of input energy on the emission of a motorcycle engine with an electrically heated catalyst in cold-start conditions”. In: *Applied Thermal Engineering* 24.14 (2004), pp. 2017–2028. ISSN: 1359-4311. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2004.02.005>. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431104000572>.
- [15] Timothy C. Watling e Julian P. Cox. “Factors Affecting Three-Way Catalyst Light-Off: A Simulation Study”. In: *SAE International Journal of Engines* 7.3 (2014), pp. 1311–1325. ISSN: 19463936, 19463944. URL: <http://www.jstor.org/stable/26277846>.
- [16] BatteryUniversity.com. URL: <https://batteryuniversity.com>. (visitato: 26 ottobre 2022).
- [17] powerstream.com. *Dati celle INR18650-25R*. URL: <https://www.powerstream.com/18650-high-discharge-rate.htm>. (visitato: 29 novembre 2022).
- [18] qualenergia.it. *Caratteristica tipica inverter*. URL: <https://www.qualenergia.it/articoli/speciali-20120313-inverter-e-conessione-alla-rete-elettrica/>. (visitato: 4 novembre 2022).

- [19] Eni. *Dati di riferimento benzina RON 95 E10 di Eni®*. URL: <https://www.enistation.com/assets/allegati/AllProductsAlis/147018/Benzina%20RON%2095%20E10%20IT1191.pdf>. (visitato: 7 novembre 2022).
- [20] YUNUS A. ÇENGEL. *Termodinamica e Trasmissione del Calore*. McGraw-Hill Libri Italia srl, 1998. ISBN: 88-386-0767-2.
- [21] Louis Vessot King. “On the convection of heat from small cylinders in a stream of fluid: Determination of the convection constants of small platinum wires, with applications to hot-wire anemometry”. In: *Proc. R. Soc. Lond.* 90.622 (1914), pp. 563–570. ISSN: 2053-9150. DOI: <https://doi.org/10.1098/rspa.1914.0089>. URL: <https://royalsocietypublishing.org/doi/10.1098/rspa.1914.0089>.
- [22] D. Maamria et al. “Comparison of several strategies for HEV energy management system including engine and catalyst temperatures”. In: *2015 American Control Conference (ACC)*. 2015, pp. 2948–2955. DOI: 10.1109/ACC.2015.7171183.
- [23] D. Maamria et al. “Online Energy Management System (EMS) Including Engine and Catalyst Temperatures for a Parallel HEV”. In: *IFAC-PapersOnLine* 50.1 (2017). 20th IFAC World Congress, pp. 8913–8920. ISSN: 2405-8963. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ifacol.2017.08.1291>. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2405896317318098>.
- [24] Brain catalizzatori. *Dati catalizzatore*. URL: <https://brainkat.it/differenza-substrati-metallo-ceramica/>. (visitato: 8 novembre 2022).
- [25] BMW Motorrad Portal. *Dati di riferimento BMW F800GS*. URL: https://www.bmw-motorrad-portal.de/bmw-f-serie/f800gs_de/. (visitato: 9 novembre 2022).

Ringraziamenti

È per me importante ringraziare innanzitutto chi mi ha seguito durante lo svolgimento di questo lavoro, i relatori di questa tesi: il Professore Federico Millo e il Professore Luciano Rolando, per il loro supporto scientifico e per le conoscenze trasmesse durante le lezioni, oltre che per la loro assoluta disponibilità non solo sul piano tecnico.

Un ringraziamento anche a chi questo progetto lo porta avanti da prima che avessi la possibilità di lavorarci e che in questi mesi mi ha guidato quotidianamente nell'attività: Luca Montanari e tutta la Hypertec Solution s.r.l. Grazie per avermi dato il giusto supporto pur lasciandomi l'autonomia di sviluppare il lavoro secondo le mie attitudini. Siete un'ottima realtà e mi auguro che il progetto possa un giorno evolversi in un prodotto.

Merita un ringraziamento anche chi ha permesso lo svolgimento delle acquisizioni: Filippo Mansi, che ha messo a disposizione la sua moto senza esitazioni e dandomi piena fiducia, e Roberto Morini, sviluppatore dell'app Racetime, che si è adoperato per permettermi di acquisire quanti più dati possibile.

Questo lavoro rappresenta la conclusione di un ciclo, alla fine del quale se ne apriranno sicuramente altri. La possibilità di intraprendere questo percorso, come quella di proseguire in quelli futuri, la devo certamente ai miei genitori, Roberto e Raffaella, e mia sorella Chiara, senza i quali sicuramente non sarei arrivato dove sono oggi. Grazie per permettermi sempre di intraprendere le strade che preferisco, se oggi sono chi sono è merito vostro.

Un ringraziamento va anche alla parte "Fornasieri" della famiglia. A Luca, lo zio, per essere il mio primo tifoso in ogni cosa che faccio, a Caterina, la nonna, per riempirmi di affetto, e a Vito, il nonno, per avermi insegnato che con testa, cuore e mani si può fare ogni cosa.

Ringrazio anche Caterina e Aurelio, non ho avuto il tempo di apprezzarvi, ma è anche grazie a voi, in qualche modo, se sono arrivato a questo traguardo.

Un Grazie speciale a Lucia, che condivide con me i momenti migliori, ma soprattutto mi aiuta ad alleggerire quelli peggiori, dandomi sempre un motivo di allegria. Grazie per portare colore nelle mie giornate, anche quando vedo tutto grigio. La mia felicità di questi anni è anche merito tuo.

Grazie agli amici, quelli di Spotorno, del Poli, del Liceo e dell'atletica, che hanno condiviso con me momenti di divertimento e di fatica, facendomi apprezzare tanti aspetti della vita, che da solo non avrei nemmeno considerato, ognuno di voi ha dato un contributo al me di oggi.

Voglio ringraziare anche le persone della Guzzi, con le quali ho avuto l'onore di collaborare durante l'ultimo anno. In particolare, voglio ringraziare Ivan e Simone, per avermi accolto e per avermi insegnato cose che difficilmente si imparano sui libri, permettendomi di mettermi alla prova in un ambito per me nuovo.

Infine, un ringraziamento a tutte le persone che mi hanno sostenuto, mi hanno fatto sentire il loro supporto e mi hanno dato fiducia, anche quando era la mia a vacillare.