

POLITECNICO DI TORINO

Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica



Tesi Laurea Magistrale in

Sviluppo di un modello per la stima del range residuo di veicoli elettrici L-7

Relatori

Prof. Ezio SPESSA

Dott. Claudio MAINO

Candidato

Gianmatteo CANNAVACCIUOLO

Anno Accademico 2019-20

Sommario

La mobilità sostenibile è una delle sfide cardine della società contemporanea. Si cerca di ridurre le emissioni inquinanti dovute alla circolazione, con l'obiettivo di migliorare la qualità dell'aria nei centri urbani. In città sempre più popolate, il problema è complesso e organico, sarebbe semplicistico, se non errato, prevedere una soluzione unica, una panacea che renda nulle le emissioni inquinanti. A livello urbano, la possibilità di utilizzare quadricicli elettrici leggeri (classe L-7) per favorire la mobilità *green* è sicuramente un buon punto di partenza. Tuttavia, a livello ingegneristico, si presentano svariati problemi, ovvero nuove sfide, riguardanti il *range* complessivo di tali veicoli. Le batterie, a differenza dei serbatoi con cui sono equipaggiate le vetture comuni, tendono a subire un processo di invecchiamento che non può essere ignorato. Scopo del presente lavoro di tesi è fornire un modello che computi, attraverso l'analisi dello Stato di Carica e dello *State of Health* della batteria, il residual range al fine di ridurre la *range anxiety* del guidatore. In ambiente *Matlab & Simulink*, si è implementato un modello cinematico che elabora profili di velocità reali per la stima di un indice energetico rappresentativo del veicolo in esame. La procedura adottata rende il modello adattabile ad altre categorie e, perciò, versatile e incline a diversi utilizzi.

Abstract

Sustainable mobility has recently become a priority of engineering research due to the duty of action against an unprecedented environmental crisis. The complexity of the problem does not entail a unique, simplistic solution, but can be addressed by targeting traffic polluting emissions to ameliorate air quality in urban areas. A potential strategy relates to the choice of L-7 vehicles in urban passenger mobility. Nevertheless, this implies some substantial limitations concerning the overall range of this class of vehicles including the faster ageing (capacity fading) process of batteries compared to normal fuel tanks. Thus, this dissertation aims to propose a model that evaluates the residual range, to reduce drivers' range anxiety, of a battery electric vehicle. The estimation is obtained through the analysis of battery' states of charge and health. A kinematic model computing the experimental driving cycles concerning the estimation of vehicle's energy index was created in Matlab & Simulink environment This model can be generalisable to other categories, hence would be a valid tool for a variety of interventions.

*A mia madre,
A mio fratello,
A mio padre,
A Mimì,
A chi resiste.*

Indice

Elenco delle figure	V
Elenco delle tabelle	VIII
Glossario	IX
1 Introduzione	1
2 Descrizione del Modello	4
2.1 Potenza Resistente	4
2.1.1 Resistenza al Rotolamento	5
2.1.2 Resistenza Aerodinamica	5
2.1.3 Resistenza dovuta alla Pendenza	6
2.1.4 Resistenza Inerziale	6
2.2 Trasmissione	6
2.2.1 CVT	7
2.3 Coppia Motrice Richiesta	9
2.3.1 Coppia Richiesta	9
2.3.2 Coppia Massima	9
2.4 Controllo Termico	10
2.5 Velocità Reale	11
2.6 Motore Elettrico	12
2.7 Batteria e Inverter	14
2.7.1 Stato di Carica della Batteria	16
2.8 Residual Range	18
2.8.1 Energy Index	20
2.8.2 Parametri correttivi λ	21
2.8.3 Influenza della temperatura sul pacco batteria	22
2.8.4 DoD & Capacity Fading	24
2.9 Sistema HVAC (Heating, Ventilation, Air Conditioning)	27

2.10	BTMS	34
3	Parametri del Modello	38
3.1	Specifiche Tecniche	38
3.2	Sensitivity su C_x	40
3.3	Analisi di Sensitivity sulla Massa	41
4	Risultati del Modello	45
4.1	Profili Sperimentali di Velocità	45
4.2	Valutazione dell' <i>energy index</i> e prima stima	46
4.3	Analisi di Sensitivity	48
4.4	Impatto Temperatura sul Residual Range	51
4.5	Influenza Capacity Fading sul Residual Range	53
4.6	Effetto della variazione di λ_{tot} sul range residuo	55
4.7	Consumi HVAC	57
4.8	Consumi BTMS & Battery Preheating	59
4.9	Valutazione Conducente	63
5	Proposta di un ciclo omologativo	66
6	Ambiente Militare	71
7	Conclusioni e Sviluppi futuri	73
8	Appendice	75
8.1	Risultati Residual Range w/ HVAC on	75
8.2	Residual Range w/ battery preheating	79
8.2.1	$T_{amb}=0^{\circ}\text{C}$	79
8.2.2	$T_{amb}=-10^{\circ}\text{C}$	81
9	References	83

Elenco delle figure

1.1	SoC behaviour	2
2.1	Submodel Forza Resistente	4
2.2	Submodel Gearbox	7
2.3	Matrici 100x100 τ_g	8
2.4	Matrici 20x25 τ_g	8
2.5	Submodel Coppia Motrice	9
2.6	Power vs Motor Speed Map	10
2.7	Submodel Controllo Temperatura	10
2.8	Submodel Real Speed	11
2.9	Submodel Electric Motor	13
2.10	Andamento η_m	13
2.11	Submodel Inverter & Battery	14
2.12	Circuito Equivalente Batteria	15
2.13	OCV & Internal R_{eq}	15
2.14	Flowchart residual range	18
2.15	Submodel Residual Range	18
2.16	Submodel Energy Index	20
2.17	Parametri λ	21
2.18	Corrected SoC @100% DoD Submodel	22
2.19	Corrected SoC @80% DoD Submodel	22
2.20	Grafico Temperatura - Capacità	23
2.21	Grafico Temperatura - Capacità in ambiente Matlab	23
2.22	Grafico Cycle Life - DoD	25
2.23	Grafico Capacity - Cycles @100% DoD	26
2.24	Grafico Capacity - Cycles @100% DoD in ambiente Matlab	26
2.25	Grafico Capacity - Cycles @80% DoD in ambiente Matlab	27
2.26	Rappresentazione Sistema HVAC	31
2.27	HVAC consumption	32
2.28	HVAC Submodel	33
2.29	Passenger Question GUI	34

2.30	Air Conditioning Question GUI	34
2.31	Schema Self-Heating	36
2.32	Energia richiesta dal BTMS	37
2.33	BTMS Submodel	37
3.1	SoC C_x Sensitivity - 1	41
3.2	SoC C_x Sensitivity - 2	41
3.3	SoC Mass Sensitivity - 1	42
3.4	SoC Mass Sensitivity - 2	43
4.1	Profilo Velocità da Sensore	46
4.2	Profilo Velocità Filtrato	46
4.3	Residual Range Prima Stima - 1	47
4.4	Residual Range Prima Stima - 2	47
4.5	SoC per diversi valori di K_r e aux -1	49
4.6	SoC per diversi valori di K_r e aux -2	49
4.7	SoC per diversi valori di K_r e aux -3	50
4.8	SoC per diversi valori di K_r e aux -4	50
4.9	Residual Range for different t_{bp} - 1	51
4.10	Residual Range for different t_{bp} - 2	53
4.11	rr different life cycles @ 100%DoD - 1	54
4.12	rr different life cycles @ 100%DoD - 2	54
4.13	rr different life cycles @ 80%DoD - 1	55
4.14	rr different life cycles @ 80%DoD - 2	55
4.15	Variazione λ_{tot}	56
4.16	Effetto HVAC su SoC e rr @0°C - 1	58
4.17	Effetto HVAC su ei e rr @0°C - 1	58
4.18	Effetto HVAC su SoC e rr @0°C - 2	58
4.19	Effetto HVAC su ei e rr @0°C - 2	59
4.20	SoC w/ BTMS on @0°C-1	59
4.21	rr w/ BTMS on @0°C-1	60
4.22	SoC w/ BTMS on @0°C-2	60
4.23	rr w/ BTMS on @0°C-2	61
4.24	SoC w/ BTMS on @-10°C-1	61
4.25	rr w/ BTMS on @-10°C-1	62
4.26	SoC w/ BTMS on @-10°C-2	62
4.27	rr w/ BTMS on @-10°C-2	63
4.28	Driver GUI - Example 1	64
4.29	Driver GUI - Example 2	65
5.1	Ciclo Omologativo	67
5.2	Variazione λ_{tot}	68

5.3	rr per diversi SoH @100DoD	69
5.4	rr per diversi SoH @80DoD	69
8.1	Residual Range w/ HVAC on @ diff t_{amb} - Cicli da 1 a 6	75
8.2	Residual Range w/ HVAC on @ diff t_{amb} - Cicli da 7 a 14	76
8.3	Residual Range w/ HVAC on @ diff t_{amb} - Cicli da 16 a 24	77
8.4	Residual Range w/ HVAC on @ diff t_{amb} - Cicli da 25 a 30	78
8.5	Residual Range w/ battery preheating @0°C - Cicli da 1 a 8	79
8.6	Residual Range w/ battery preheating @0°C - Cicli da 9 a 14	80
8.7	Residual Range w/ battery preheating @-10°C - Cicli da 16 a 24	81
8.8	Residual Range w/ battery preheating @-10°C - Cicli da 25 a 30	82

Elenco delle tabelle

2.1	Caratteristiche 6-EFV-120	16
2.2	Dati JAC	19
2.3	Quadro Sinottico Sistemi HVAC	30
3.1	Specifiche tecniche del Veicolo	39
3.2	Parametri del modello	44
4.1	Residual Range con $t_{bp} = [25^{\circ}\text{C}, 10^{\circ}\text{C}, 0^{\circ}\text{C}]$	52
5.1	Valori medi e ciclo di riferimento	66
5.2	Chilometraggio Complessivo per diversi scenari di temperatura . . .	67
5.3	Incidenza HVAC su rr	70

Glossario

- **BEV** = Battery Electric Vehicle
- **bp** = battery pack
- **BTMS** = Battery Thermal Management System
- **DH/FH/EH** = Dedicated/Fuel/Electric Heater
- **DoD** = Depth Of Discharge
- **ei** = energy index
- **GWP** = Global Warming Potential
- **HP** = Heating Pump
- **HVAC** = Heating Ventilation and Air Conditioning
- **ITM** = Internal Thermal Management
- **ODP** = Ozone Depletion Potential
- **pchip** = Piecewise Cubic Hermite Interpolating Polynomial
- **rr** = Residual Range
- **SoC** = State of Charge
- **SoH** = State of Health
- **VC** = Vapour Compressor

1. Introduzione

Gli ultimi anni hanno visto il mercato delle auto elettriche in forte crescita, per placare le emissioni di inquinanti locali ed aumentare il livello di qualità dell'aria nelle grandi concentrazioni urbane. Al di là delle scelte politiche, tale fenomeno riveste la funzione di una vera e propria rivoluzione dei costumi. Nel prossimo avvenire, si ipotizza uno *shift* del mercato automobilistico verso il *Car as a Service* (CaaS). In tal modo, l'auto non è più una proprietà e si supera la corrispondenza biunivoca tra proprietario e veicolo. Oltre l'aspetto sociale, l'ingegneria è chiamata a dare una forte risposta. I quadricicli L7e si configurano come un'ottima alternativa *green* per la mobilità urbana. In tale contesto si inserisce il progetto europeo *Smart-Taylored L-category Electric Vehicle demonstration in hEterogeneous urbanuse-cases* (STEVE), inserito nel programma di ricerca *Horizon 2020* della Commissione Europea [1-2]. Gli obiettivi principali di tale progetto sono:

- Analisi dettagliata del mercato per carpire le motivazioni, lato utente, degli aspetti da integrare in un EV;
- Implementazione di un approccio *ludico*, per aumentare, in modo semplice e immediato, la consapevolezza del guidatore su uno stile di guida efficiente dal punto di vista energetico e, quindi, dei consumi;
- Dimostrazione della vasta gamma di applicazioni dei veicoli elettrici, sia come trasporto passeggeri che, ad esempio, per consegne in ambito cittadino;
- Analisi dell'utilizzo in scenari reali e suggerimenti per il corretto utilizzo dei veicoli elettrici, come la disponibilità di stazioni di ricarica o parcheggi dedicati ai EL-Vs.

Tramite lo sviluppo di un quadriciclo elettrico leggero, si vogliono perseguire gli obiettivi elencati, al fine di convincere il pubblico dell'utilità e dei benefici legati ad una mobilità sostenibile. Il principio dell'idea *STEVE* è perorare l'*electro-Mobility-as-a-Service* (eMaaS), ovvero l'utilizzo dei servizi di elettromobilità, in ambito urbano, in modo simile al più generico *CaaS*, per ridurre la congestione del traffico

nelle metropoli europee e le emissioni locali, con un conseguente miglioramento della qualità dell'aria.

In coerenza con quanto sottolineato nel progetto *Steve*, il lavoro di tesi, presentato nelle prossime pagine, si pone come obiettivo la proposta di un modello per la stima del *residual range*, attraverso il metodo *enhanced Coulomb Counting*, per ridurre la *range anxiety* del guidatore. Uno dei maggiori ostacoli alla diffusione dei veicoli elettrici, è il loro range limitato, specialmente se confrontato ad un veicolo equipaggiato di un classico MCI (*Motore a Combustione Interna*). La stima di quanti chilometri siano percorribili con una carica completa è complessa ed è influenzata da svariati fattori. Difatti, la computazione del range residuo è fortemente dipendente dallo Stato di Carica (*State of Charge - SoC*) e dalla temperatura in cui il *powertrain*, dalle batterie al motore, opera.

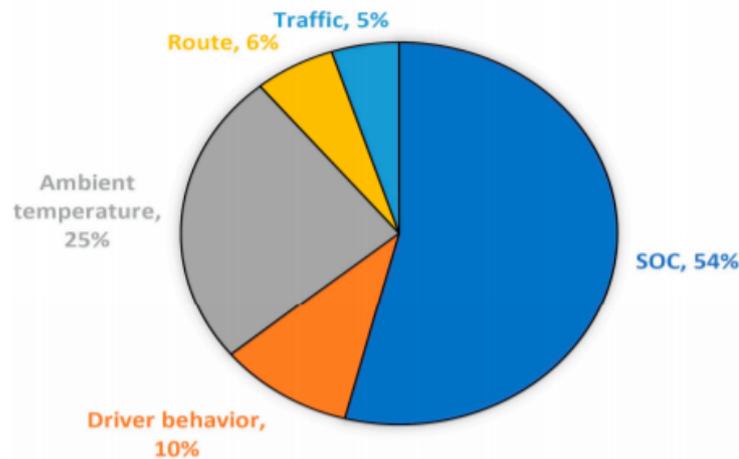


Figura 1.1: SoC behaviour - Bogdan Ovidiu Varga et al. (2019) [3]

Tramite l'elaborazione di cicli sperimentali, si è testata la validità del modello proposto per una corretta stima dello Stato di Carica. Si è valutato l'*energy index* del veicolo L-7e preso in esame e si è ottenuta una prima stima del range complessivo. Si è poi corretto il valore della capacità disponibile all'utente con dei fattori λ , ricavati sia dalla letteratura sia da analisi sperimentali, in modo da fornire un valore maggiormente aderente alle reali capacità del veicolo. Con la proposta di un ciclo sperimentale, si è computato il chilometraggio complessivo, durante la vita del veicolo, simulandone l'effettivo utilizzo. Si è poi analizzato il sistema HVAC, che si è ipotizzato essere la maggior fonte di consumo accessorio, ovvero dopo le richieste dovute alla trazione. Si sono considerati i diversi sistemi di *battery thermal management system*, con l'intento di trovare il più consono alle specifiche del veicolo e di definire un valore di soglia per il preriscaldamento della

batteria. Il modello costruito, tramite l'implementazione di diverse *look up table*, lo rende versatile e adattabile a diverse tipologie sia di batteria che di veicolo.

2. Descrizione del Modello

Nel capitolo seguente si introduce il modello utilizzato per la valutazione dello Stato di Carica e, di conseguenza, del *range* residuo. Si valuta, lungo un ciclo di velocità sperimentale, l'energia richiesta al veicolo per seguire il profilo imposto, ovvero la carica consumata. Il modello è stato implementato in ambiente *Simulink*, con la creazione di differenti *sub-models*, tramite i quali sono stati rappresentati i vari componenti del *powertrain* e le fonti di energia elettrica, presenti a bordo del veicolo: le ruote, il cambio, il motore elettrico e la batteria.

2.1 Potenza Resistente

Nel primo *sub-model* (fig. 2.1) si prende in considerazione la forza che si oppone al moto del veicolo e alla potenza resistente associata, ovvero alla potenza che deve essere prodotta del veicolo per ottenerne il moto.

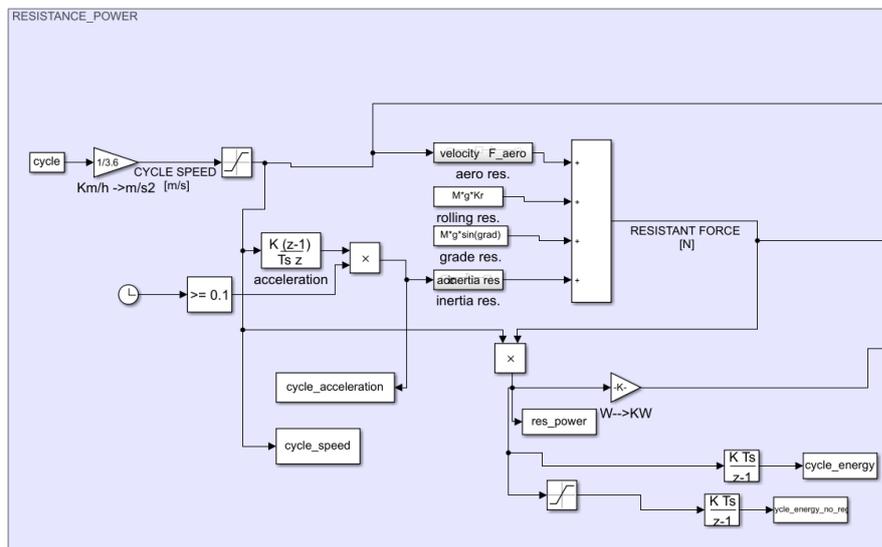


Figura 2.1: Submodel Forza Resistente

Si analizza il profilo di velocità del ciclo sperimentale, se ne calcola l'accelerazione e le varie forze resistenti prese in considerazione, istante per istante:

- Resistenza al Rotolamento;
- Resistenza Aerodinamica;
- Resistenza dovuta alla pendenza;
- Resistenza inerziale.

Si ricava, quindi, la forza resistente complessiva come somma delle stesse:

$$F_{tot} = F_{rolling} + F_{aero} + F_{grade} + F_{inertia} \quad (2.1)$$

Si moltiplica quanto sopra per la velocità e si ottiene la potenza richiesta. Di seguito, si analizzano brevemente le varie azioni resistive.

2.1.1 Resistenza al Rotolamento

È dovuta al moto di rotolamento dei pneumatici sull'asfalto. Le cause che generano tale resistenza sono diverse, sicuramente, però, la quota maggiore è imputabile all'isteresi del materiale con cui è fatto il pneumatico mentre, in misura minore, partecipano gli strisciamenti con il suolo stradale e le resistenze di tipo aerodinamico sulla ruota. L'equazione con cui si esprime tale resistenza è:

$$F_{rolling} = m \cdot g \cdot K_r \cdot \cos\alpha \quad (2.2)$$

Dove K_r è il coefficiente di rotolamento, anch'esso dipendente da svariati parametri, tra cui la pressione di gonfiaggio, il carico gravante sulla ruota e la zona di contatto. La resistenza al rotolamento ha un'incidenza maggiore alle basse velocità di percorrenza, proprie dei tragitti urbani.

2.1.2 Resistenza Aerodinamica

Tralasciando la complessità del campo di moto del fluido che avvolge il veicolo, il quale richiederebbe una soluzione a livello numerico, si può esprimere la resistenza aerodinamica tramite la seguente formulazione:

$$R_{aero} = \frac{1}{2} \rho V^2 S_f C_x \quad (2.3)$$

Dove ρ è la densità dell'aria; V^2 è il quadrato della velocità; S_f è la superficie frontale del veicolo; C_x è il coefficiente aerodinamico. A differenza della resistenza al rotolamento, la resistenza aerodinamica ha un impatto maggiore alle alte velocità.

2.1.3 Resistenza dovuta alla Pendenza

Si deve considerare la componente tangenziale della forza peso, nel momento in cui la strada non sia in piano:

$$R_{grade} = Mgc\cos(\alpha) \quad (2.4)$$

In cui α rappresenta la pendenza della strada.

2.1.4 Resistenza Inerziale

É la resistenza che si oppone alla variazione di velocità del veicolo. La resistenza inerziale si computa a partire dalla derivata del profilo di velocità. Nel *submodel*, il primo valore di accelerazione si pone pari a zero, per non avere errori nelle derivate ma, dato che alcuni cicli di velocità non iniziano da velocità nulle, si hanno dei picchi non aderenti alla realtà. In formule:

$$A_i = M_{at} \cdot a \cdot V \quad (2.5)$$

Dove M_{at} è la massa apparente traslante, parametro che considera sia le componenti traslanti della velocità sia i termini relativi alle velocità angolari, scalate opportunamente tramite i rispettivi rapporti di trasmissione:

$$M_{at} = m + \sum \frac{I_i \cdot \tau_i^2}{r_d^2} \quad (2.6)$$

2.2 Trasmissione

Il blocco relativo al cambio riceve come ingressi la forza resistente, la potenza resistente e la velocità del ciclo. Si elaborano per ottenere la coppia T e la velocità angolare ω alle ruote, al *differenziale* (*finaldrive*) e al cambio (lato motore). Per quanto riguarda le velocità, si ottengono tramite le equazioni seguenti:

$$\omega_w = \frac{V}{r_d} \quad (2.7)$$

$$\omega_{fd} = \omega_w \cdot \tau_{fd} \quad (2.8)$$

$$\omega_m = \omega_g = \omega_{fd} \cdot \tau_g \quad (2.9)$$

Le coppie di interesse si ottengono dalla forza resistente:

$$T_w = \frac{F_r}{r_d} \quad (2.10)$$

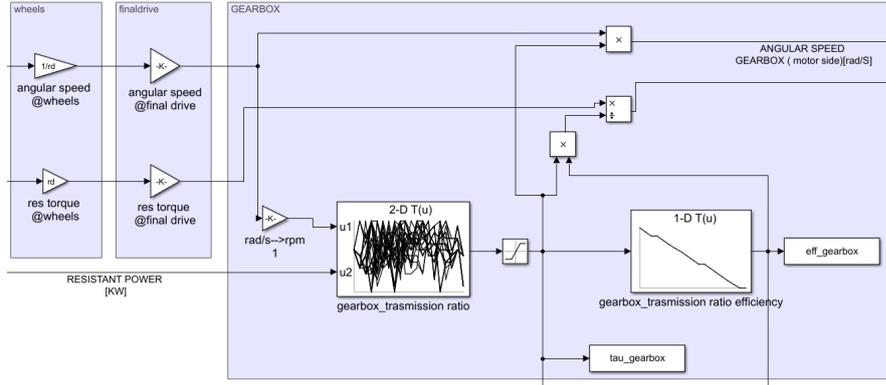


Figura 2.2: Submodel Gearbox

$$T_{fd} = \frac{T_w}{\tau_{fd} \cdot \eta_{fd}} \quad (2.11)$$

$$T_g = \frac{T_{fd}}{\tau_g \cdot \eta_g} \quad (2.12)$$

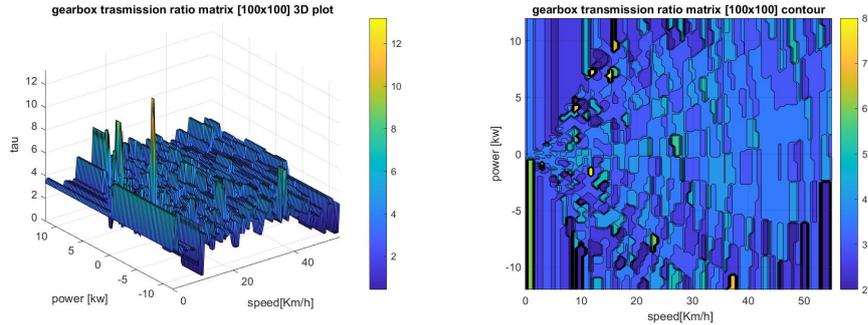
In cui i valori τ_{fd} e η_{fd} sono fissati, invece, data la presenza di un CVT (*Continuously Variable Transmission*), i valori di τ_g e η_g devono essere estrapolati da un modello del cambio, siccome non ci sono dati diretti da cui attingere.

2.2.1 CVT

I valori di τ_g sono stati ricavati sperimentalmente come funzione di ω_{fd} e della potenza resistente P_r , ricavati dall'elaborazione della velocità del veicolo tramite i *submodels* illustrati fin'ora. Si può quindi scrivere l'equazione di riferimento:

$$\tau_g = \frac{n \cdot \frac{2\pi}{60}}{\omega_{fd}} f(P_r, \omega_{fd}) \quad (2.13)$$

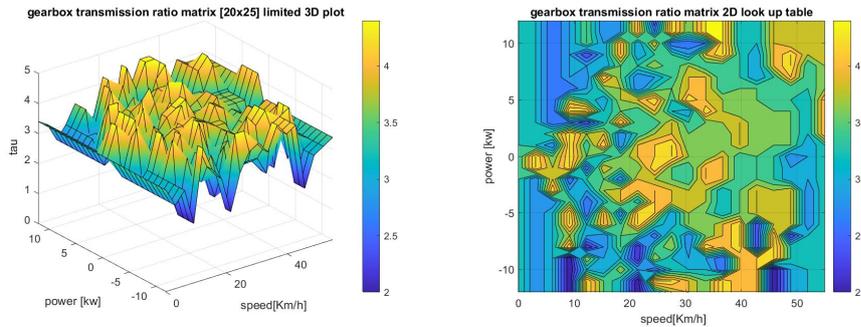
I diversi rapporti di trasmissione sono stati inseriti in una matrice ad alta risoluzione [100x100], con riferimento ai rispettivi valori di P_r e ω_{fd} . Per gli elementi non noti all'interno della matrice, si è deciso di interpolare, tramite il metodo del *più vicino*. Si è poi scelto, sempre tramite interpolazione, di ridurre la matrice a una di minor dimensioni ([20x25]). In tal modo si è limitato l'impatto e anche la probabilità di valori anomali, ovvero dei *picchi* presenti nella figura [2.3 (a)], come $\tau_g = 8$



(a) Matrice 100x100 3D

(b) Matrice 100x100

Figura 2.3: Matrici 100x100 τ_g



(a) Matrice 20x25 3D

(b) Matrice 20x25

Figura 2.4: Matrici 20x25 τ_g

È visibile come la distribuzione sia più omogenea, tuttavia per ottenere dei valori realistici, si è deciso di limitare ulteriormente il *range* di variabilità di τ_g . Da un minimo di $\tau_{gmin} = 2$ fino ad un massimo di $\tau_{gmax} = 4.5$; in tale intervallo si posizionano altri undici valori, equamente distanziati tra loro, che hanno sostituito i valori più prossimi presenti nella matrice minore. Si sono inseriti i diversi elementi nella *look-up table* a due ingressi, in ambiente *Simulink*, visibile nella figura [2.2]. Gli ingressi sono P_r e ω_{fd} , la *lut* restituisce il corrispondente valore di τ_g . Quest'ultimo si utilizza come ingresso per l'altra *look-up table* presente nel *submodel*, in modo da ottenere l'efficienza η_g . I valori con cui si è costruita la *lut* sono stati trasposti da quelli relativi ad un cambio manuale per un *Light Duty Vehicle* (LDV).

2.3 Coppia Motrice Richiesta

Nel seguente *submodel* (fig. 2.5) si computa la coppia richiesta al motore T_{req} e la coppia massima del motore elettrico T_m

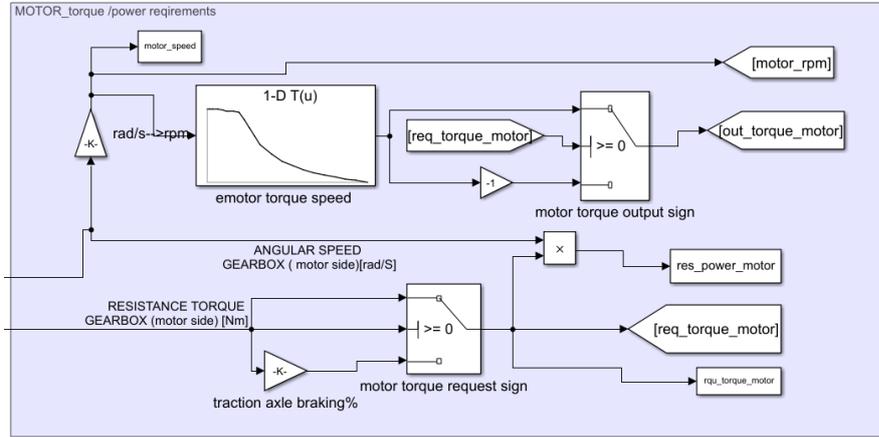


Figura 2.5: Submodel Coppia Motrice

2.3.1 Coppia Richiesta

Si deve, in primis, valutare se la coppia richiesta sia motrice, ovvero positiva, in cui si ha corrispondenza tra la coppia richiesta lato cambio e quella richiesta lato motore, o frenante, quindi negativa e fornita sia dall'assale trainante che da quello trainato, in corrispondenza al ripartimento del peso. Nel caso dell'asse di trazione, parte della coppia frenante è ricavata dalla trasmissione ma anche dall'utilizzo del motore elettrico come generatore (*frenata rigenerativa*), a differenza dell'asse trainato in cui si può far conto solo sull'impianto frenante. Si può condensare la coppia richiesta tramite i due contributi:

$$T_{req_{motor}} = \begin{cases} T_g \cdot \%peso_{driving\ ax} & (T_g \leq 0) \\ T_g & (T_g > 0) \end{cases} \quad (2.14)$$

2.3.2 Coppia Massima

Tramite una *look-up table* a singolo ingresso si ricava la $T_{m\ peak}$, come funzione della velocità angolare del motore. Si è assunto che la caratteristica della coppia sia simmetrica rispetto all'origine, ovvero che per ogni valore di velocità, sia in trazione che in frenata, corrisponda lo stesso valore di coppia, in valore assoluto. Il segno di $T_{m\ peak}$ è imposto, nel *submodel*, in coerenza con il valore di T_{req} . I valori

con cui è stata costruita la *lut* sono stati derivati scalando la caratteristica di un motore dello stesso tipo ma più potente.

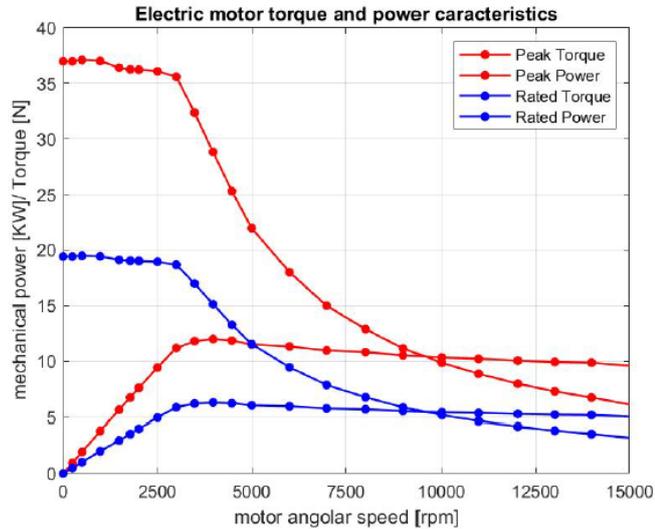


Figura 2.6: Power vs Motor Speed Map

2.4 Controllo Termico

Nel *submodel* rappresentato nella figura 2.7, si valuta la coppia effettiva del motore elettrico T_m . Si relaziona la coppia richiesta dal ciclo sperimentale con la massima producibile.

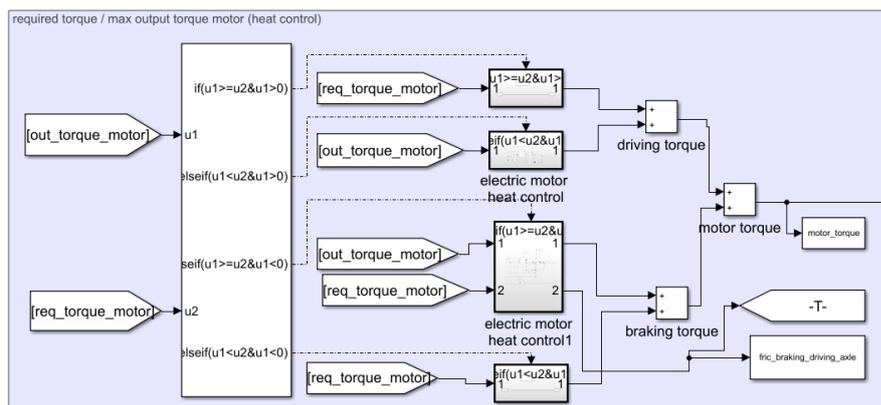


Figura 2.7: Submodel Controllo Temperatura

I vari casi possibili sono:

- se $|T_{m \text{ peak}}|$ è maggiore della coppia richiesta, allora il motore fornirà la coppia richiesta T_{req} ;
- Se $|T_{m \text{ peak}}|$ è minore della coppia richiesta, il motore non riuscirà a soddisfare la richiesta, i possibili scenari sono:
 - La coppia richiesta è di trazione, il motore produrrà una coppia pari alla massima $T_{m \text{ peak}}$ ma non riuscirà a seguire il profilo imposto;
 - Si richiede una coppia frenante, il ΔT si ottiene tramite i freni.

Si riassumono i diversi casi nel seguente quadro sinottico:

$$T_{motor} = \begin{cases} T_{req} & (|T_{m \text{ peak}}| > T_{req}) \\ T_m & (T_{m \text{ peak}} < T_{req}) \text{ in trazione} \\ T_{req} = T_m + \Delta T & (T_{m \text{ peak}} < T_{req}) \text{ in frenata} \end{cases} \quad (2.15)$$

Oltretutto per evitare problemi relativi al surriscaldamento, quando la coppia massima è erogata per periodi prolungati ($>10sec$), oltre tale lasso di tempo, la si limita al suo valore di targa di 6.3 kW .

2.5 Velocità Reale

Nel *submodel* in figura (2.8), si valuta la velocità che il veicolo realmente ha durante il ciclo imposto. Difatti, per quanto asserito nel paragrafo precedente, la coppia fornita non sempre è pari a quella richiesta per seguire il profilo di velocità, per cui il veicolo potrebbe avere una velocità differente.

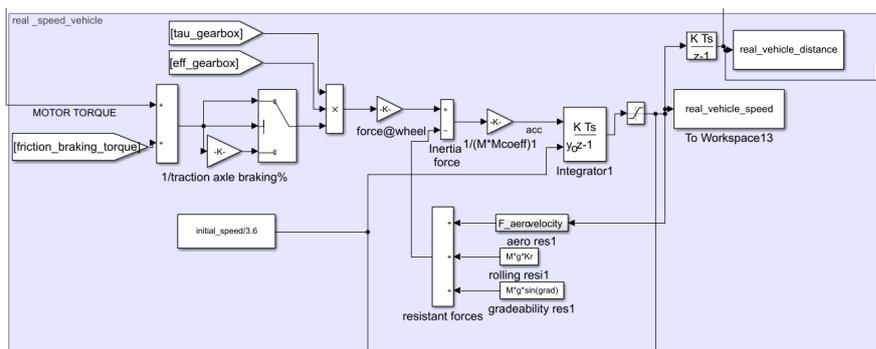


Figura 2.8: Submodel Real Speed

Si considera la coppia agente all'asse di trazione, a livello del motore, a livello delle ruote e, dividendola per il raggio di rotolamento, la forza di trazione:

$$T_{driving\ ax} = (T_m + \Delta T)@motore \quad (2.16)$$

$$T_{driving\ ax} = (T_m + \Delta T) \cdot (\tau_g \cdot \eta_g) \cdot (\tau_{fd} \cdot \eta_{fd})@ruote \quad (2.17)$$

$$F_{driving\ ax} = \frac{T_{driving\ ax}}{r_d} \quad (2.18)$$

La forza alle ruote, in conclusione, è pari a:

$$F_{wheels} = \begin{cases} F_{drivingax} & (trazione) \\ F_{drivingax} + F_{drivenax} = \frac{F_{drivingax}}{(\%pesodriving\ ax)} & (frenata) \end{cases} \quad (2.19)$$

Dopo aver calcolato la forza alle ruote, si fa l'equilibrio delle forze per risalire alla forza di inerzia:

$$F_{wheels} - F_r - F_g - F_a = F_i \quad (2.20)$$

Da cui si ricava l'accelerazione del veicolo, dividendo quanto ricavato nella [2.18] per la massa apparente M_a . Si integra e si ottiene la velocità reale:

$$V_{real} = \int \frac{F_i}{M_a t} \quad (2.21)$$

Il modello lavora in loop chiuso, infatti prima di calcolare la velocità, deve calcolare la resistenza aerodinamica.

2.6 Motore Elettrico

Il *submodel* nella seguente sezione (fig. 2.9) computa, tramite T_m e ω_m , la potenza meccanica ($P_{m\ mec}$) ed elettrica ($P_{m\ ele}$) del motore.

La potenza meccanica è calcolata come:

$$P_{m\ mec} = T_m \cdot \omega_m \quad (2.22)$$

Le limitazioni, relative alla massima potenza che può essere trasmessa dal motore sono state già considerate nella valutazione della coppia motrice.

La potenza elettrica si ricava da quella meccanica, tramite l'efficienza della macchina, nello specifico:

$$P_{m\ ele} = \begin{cases} \frac{P_{m\ mechanical}}{\eta_{motor}} & (trazione) \\ P_{m\ mechanical} \cdot \eta_{motor} & (frenata) \end{cases} \quad (2.23)$$

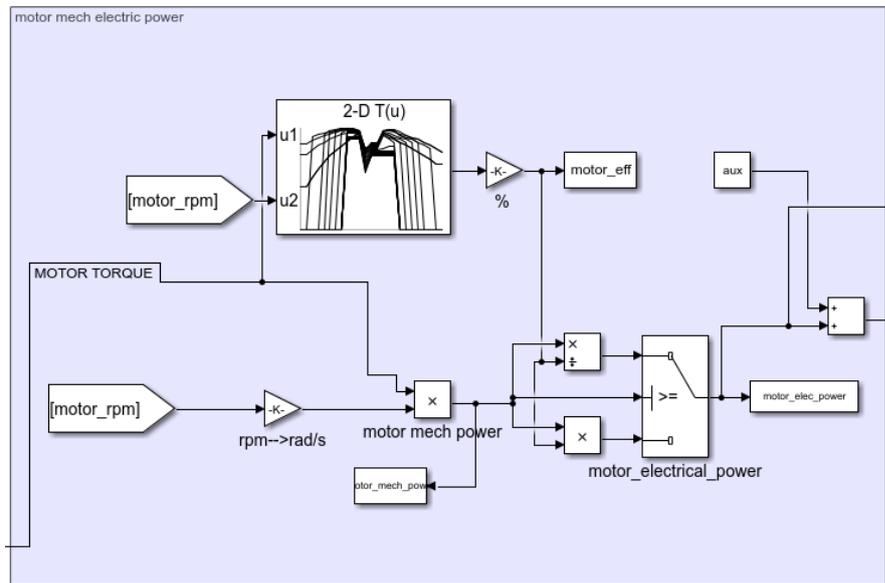
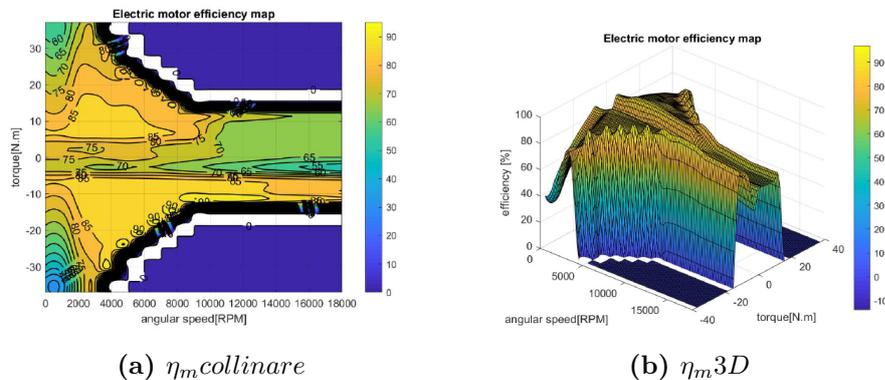


Figura 2.9: Submodel Electric Motor

L'efficienza è stata ricavata da una *look-up table* a due ingressi, pari alla coppia istantanea e alla velocità angolare del motore ω_m . La *lut* è stata ottenuta scalando la caratteristica di un motore simile ma con una potenza maggiore.



(a) $\eta_{m\text{collinare}}$

(b) η_{m3D}

Figura 2.10: Andamento η_m

I valori di η_m sono diversi in trazione e in frenata perché la caratteristica dell'efficienza non è simmetrica.

2.7 Batteria e Inverter

Nel *submodel* concernente l'inverter e la batteria (fig. 2.11), il primo elabora la $P_{m\ ele}$ per ottenere la potenza elettrica alla batteria (P_{batt}), utilizzata per valutare lo Stato di Carica (*SoC*).

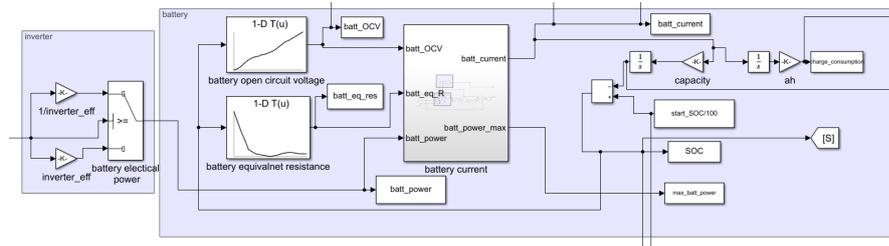


Figura 2.11: Submodel Inverter & Battery

La potenza elettrica lato batteria si calcola come segue:

$$P_{bat} = \begin{cases} \frac{P_{m\ ele}}{\eta_{inverter}} & (\text{trazione}) \\ P_{m\ ele} \cdot \eta_{inverter} & (\text{frenata}) \end{cases} \quad (2.24)$$

Nel modello ivi illustrato, l'efficienza dell'inverter non dipende dal carico.

La batteria (*6-EFV-120*) è modellata tramite un circuito resistivo equivalente (fig. 2.12), in cui i vari processi a livello chimico sono condensati nei parametri concentrati: resistenza equivalente $R_{eq\ batt}$ e voltaggio di circuito aperto OCV_{batt} . Tali parametri sono dipendenti dallo stato di carica e si ricavano mediante interpolazione, attraverso due *look up tables* a singolo ingresso (fig. 2.13).

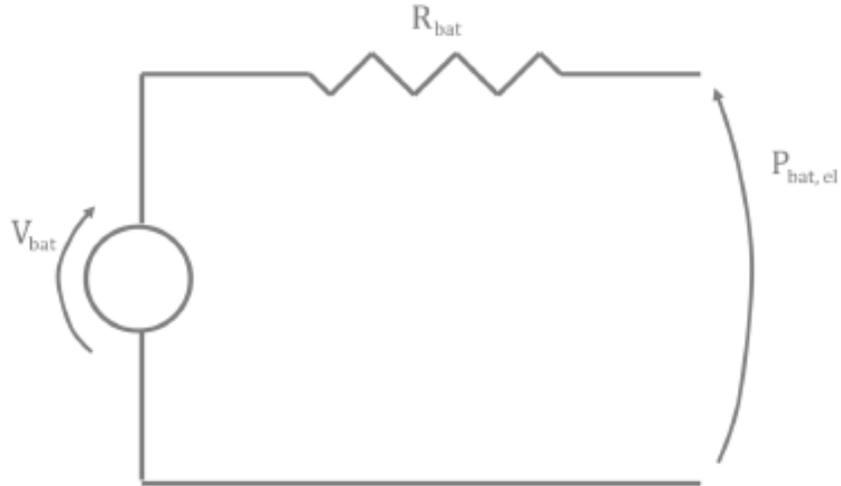
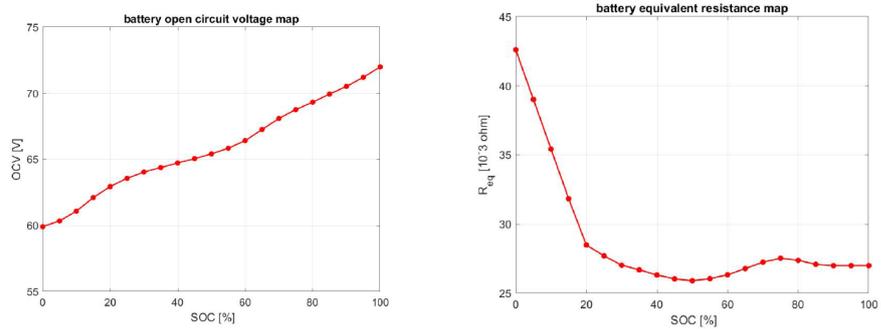


Figura 2.12: Circuito Equivalente Batteria



(a) Battery OCV

(b) Battery Internal Equivalent Resistance

Figura 2.13: OCV & Internal R_{eq}

Le 6-EFV-120 sono delle batterie VRLA (*Valve Regulated Lead Acid*), di cui si riportano le principali caratteristiche:

Da cui si ricavano i parametri di interesse:

$$R_{eq\ batt} = R_{eq\ unit} \cdot n_{unit} = 27\ m\Omega \quad (2.25)$$

$$OCV_{batt} = OCV_{unit} \cdot n_{unit} = 72\ V \quad (2.26)$$

Tabella 2.1: Caratteristiche 6-EFV-120

Numero di unità n_{unit}	6
Voltaggio OCV_{unit}	12 V
Capacità	140 Ah (10hr @ 1.70 V)
Peso	28 kg (elettrolita incluso)
Resistenza Interna $R_{eq\ unit}$	$\sim 4.5\ m\Omega$

La potenza richiesta alla batteria è positiva se il veicolo è in trazione, altrimenti negativa in frenata. Si computa l'equilibrio delle potenze:

$$P_{batt\ chem} = OCV_{batt} \cdot I_{batt} = P_{batt\ elec} + R_{eq\ batt} \cdot I_{batt}^2 \quad (2.27)$$

Si ricava quindi il valore della corrente richiesta alla batteria:

$$I_{batt} = \frac{OCV_{batt} - \sqrt{OCV_{batt}^2 - 4 \cdot R_{eq\ batt} \cdot P_{batt\ ele}}}{2 \cdot R_{eq\ batt}} \quad (2.28)$$

Se ne ricava il massimo, calcolando il valore che annulla il radicando della [2.26], per avere la massima potenza che la batteria può fornire:

$$P_{batt\ ele_{max}} = \frac{OCV_{batt}^2}{4 \cdot R_{eq\ batt}} \quad (2.29)$$

I valori per le due *look-up tables* sono stati reperiti tramite il codice identificativo della batteria.

2.7.1 Stato di Carica della Batteria

Tra i vari metodi per il calcolo dello Stato di Carica (*SoC*, *State Of Charge*), si è optato per l'**integrazione in corrente** (*Enhanced Coulomb Counting*). I pregi di tale metodologia sono diversi, tra cui:

- La semplicità computazionale, che la rende implementabile anche su microcontrollori *low-cost*;
- La possibilità di far girare il modello anche *online*.

Lo SoC si computa attraverso l'equazione:

$$SoC = SoC_0 - \int \frac{I_{batt}}{C_{batt}} \cdot dt \quad (2.30)$$

Dove:

- SoC_0 è lo stato di carica iniziale;
- I_{batt} è la corrente richiesta alla batteria per seguire il profilo di velocità imposto;
- C_{batt} è la capacità della batteria.

Lo stato di carica diminuisce quando il veicolo è in trazione ma può aumentare grazie alla frenata rigenerativa.

Nel modello implementato, si è considerata, in prima analisi, la capacità della batteria non variabile con il tempo e pari al valore della capacità nominale (uno dei punti deboli dell'integrazione in corrente). L'equazione [2.30] può essere, quindi, riscritta come segue:

$$SoC = SoC_0 - \frac{\int I_{batt} \cdot dt}{C_{batt}} \quad (2.31)$$

In cui l'integrale della corrente, da cui il nome del metodo, rappresenta la carica consumata Q , misurata in $[Ah]$.

Si nota come la variazione dello stato di carica, a meno di un coefficiente $1/C$, vari come la variazione della carica consumata.

Quando la batteria è completamente carica si ha:

$$SoC = 1 \leftrightarrow \int I_{batt} \cdot dt = 0 \quad (2.32)$$

Pertanto, quando la batteria è, invece, totalmente scarica si ha:

$$SoC = 0 \leftrightarrow \int I_{batt} \cdot dt = 1 \quad (2.33)$$

Possiamo, quindi, definire un primo range di variazione della carica consumata:

$$0 < \int I_{batt} \cdot dt < 1 \quad (2.34)$$

2.8 Residual Range

Per valutare il residual range complessivo si è seguito il seguente *flowchart*:

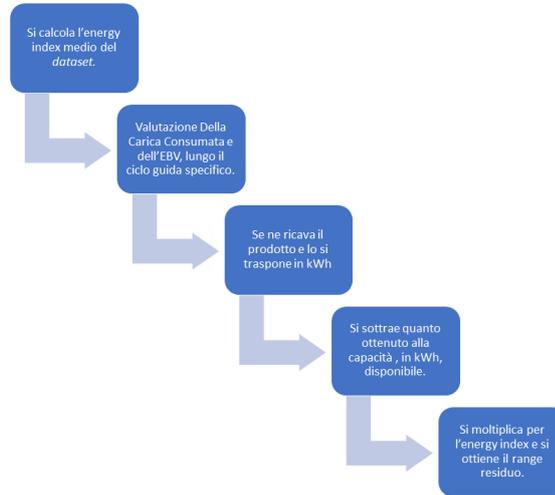


Figura 2.14: Flowchart residual range

I vari step sono stati implementati in ambiente *Simulink*, in un *submodel* dedicato (Figura 2.15).

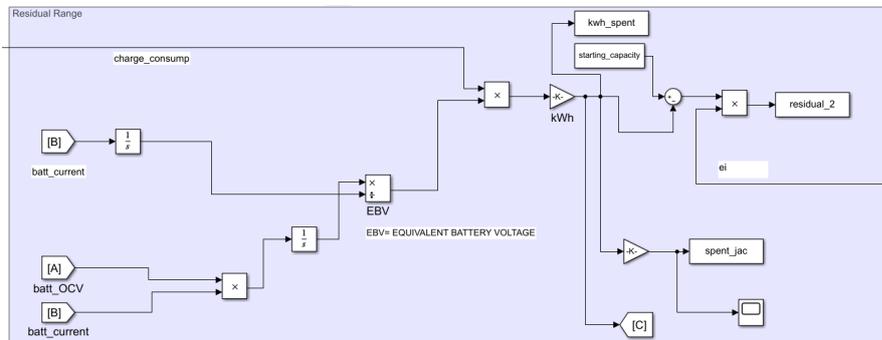


Figura 2.15: Submodel Residual Range

Dopo aver calcolato la carica consumata, attraverso il *submodel* illustrato nella figura 2.11, si è valutato l'*Equivalent Battery Voltage* (EBV) lungo il ciclo sperimentale, tramite l'equazione:

$$EBV(t) = \frac{\int_{t_0}^{t^*} v(t)i(t) \cdot dt}{\int_{t_0}^{t^*} i(t) \cdot dt} \quad [V] \quad (2.35)$$

In cui si è assunto, in coerenza con il modello proposto:

- $v(t)=OCV_{batt}$;
- $i(t)=I_{batt}$;
- t_0 =tempo di inizio computazione;
- $t^*=T$, fine simulazione.

Si è poi valutato il consumo in kWh lungo il ciclo simulato:

$$kWh\ spent = \frac{EBV \cdot \int I_{batt} \cdot dt}{1000} \quad [kWh] \quad (2.36)$$

Tramite un indice energetico, si è prima computato il massimo range percorribile e, sottraendo quanto consumato alla capacità espressa in kWh, si è stimato il *range* residuo, attraverso l'*ei*. In formule, si ha:

$$starting\ capacity = SOC_{@t=0} \cdot capacity_{kWh} \quad [km] \quad (2.37)$$

$$ei = \frac{distance}{kWh\ spent} \quad \left[\frac{km}{kWh} \right] \quad (2.38)$$

$$rr = (starting\ capacity - kWh\ spent) \cdot ei \quad [km] \quad (2.39)$$

L'*energy index* rappresenta, infatti, quanti chilometri si riescono a percorrere con un consumo di *carburante elettrico* pari a 1 kWh . Come valore di primo tentativo, si è assunto il dato nominale, ricavato dalle specifiche tecniche fornite da *JAC*, riportate nella tabella [2.2]:

Tabella 2.2: Dati JAC

Battery Capacity [kWh]		10.08
Range [km]		~150
Energy Index $\left[\frac{km}{kWh} \right]$		~14.881

Successivamente, si è analizzato il valore dell'*energy index* lungo un dataset di trenta cicli sperimentali. In *Simulink*, si è implementato un *submodel* per valutare l'indice energetico in tempo reale durante la missione (sottoparagrafo 2.8.1 - fig. 2.16)

Si è creato uno script *Matlab* di supporto al modello, in cui i diversi cicli sono processati e se ne computa l'*energy index*. I diversi valori sono stati salvati in ambiente *excel* e mediati. Si è assegnato un peso pari al tempo del ciclo corrispettivo, tramite l'ipotesi che i cicli con durata maggiore siano più aderenti al reale comportamento del veicolo. Il codice principale recupera in modo automatico

dal file *excel* il valore aggiornato, così che sia possibile variare il set di dati da analizzare senza agire sul modello principale.

Il valore ottenuto è:

$$ei = 10.659 \text{ km/kWh}$$

Data la poca fluttuazione tra i vari cicli ($\pm 1.5 \text{ km/kWh}$), si è assunto tale valore come valor medio ragionevole per tutti i cicli analizzati.

2.8.1 Energy Index

L'indice energetico, lungo il singolo ciclo, è ricavato dal rispettivo *submodel*. Tramite uno switch, dopo trenta secondi (tempo per superare transitori iniziali), si passa dal valore medio al valore puntuale del singolo ciclo. Le motivazioni di tale scelta sono presenti nel paragrafo 4.6.

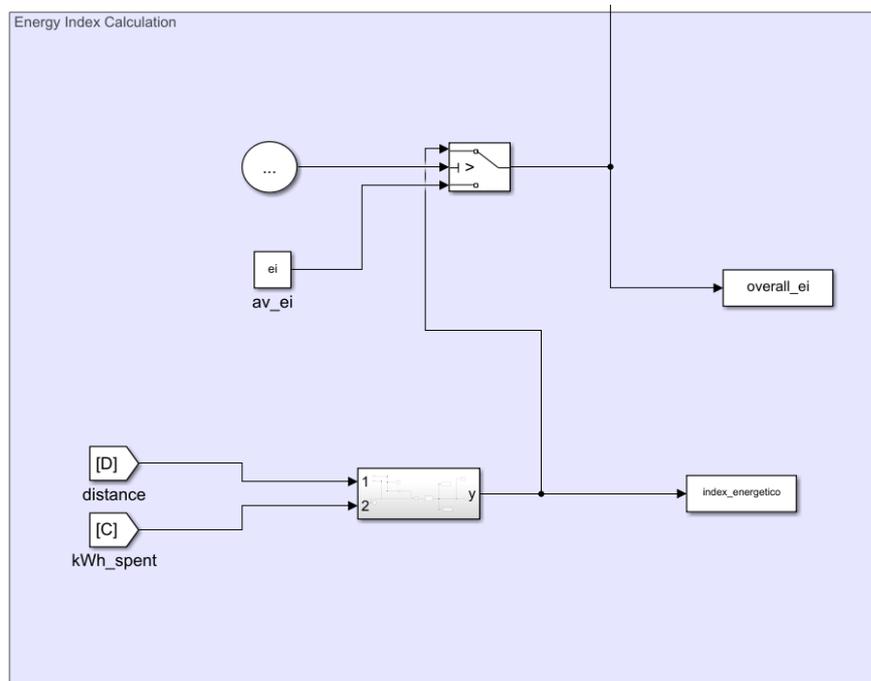


Figura 2.16: Submodel Energy Index

L'energy index si computa attraverso l'equazione 2.38. I risultati sono ampiamente discussi nel capitolo 4.

2.8.2 Parametri correttivi λ

Nei veicoli elettrici, a differenza di quanto avviene per i veicoli equipaggiati con i tradizionali motori a combustione interna (*ICE=Internal Combustion Engine*), la temperatura in cui opera la batteria ha un impatto determinante sulla performance del veicolo. Per dare all'utente una stima verosimile del reale chilometraggio percorribile, quindi per ridurre la *range anxiety* dovuta ad una fluttuazione improvvisa del range residuo, si deve tener conto dell'impatto della temperatura di esercizio sulla capacità disponibile.

Oltretutto, un fattore che interviene egualmente in modo importante è lo *State of Health* della batteria, indicatore dell'utilizzo (cioè quanti cicli di carica e scarica ha subito) e, quindi, del *capacity fading* (le cui conseguenze sono ampiamente discusse in 2.8.4. Per tener conto di quanto riportato in modo organico, si sono implementati dei parametri correttivi (fig. 2.17) della capacità disponibile che intervengono parimenti nel calcolo dello SoC (fig 2.18 e 2.19) e del rr. I due parametri sono poi stati condensati in un unico parametro λ_{tot}

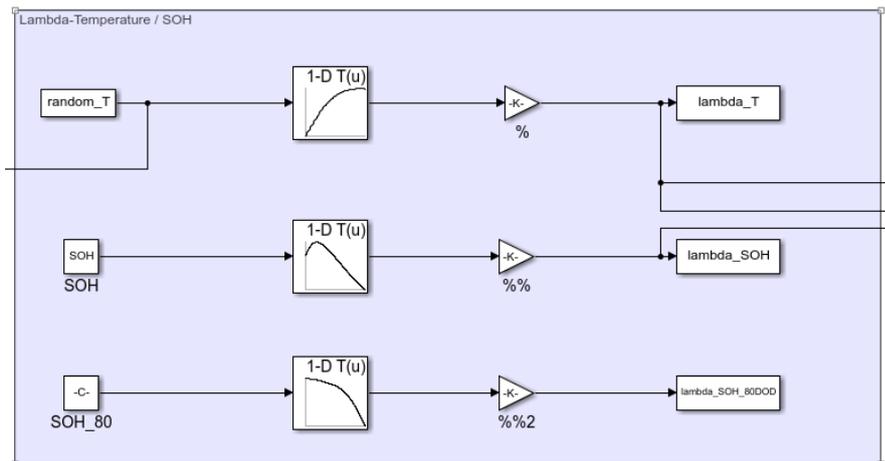


Figura 2.17: Parametri λ

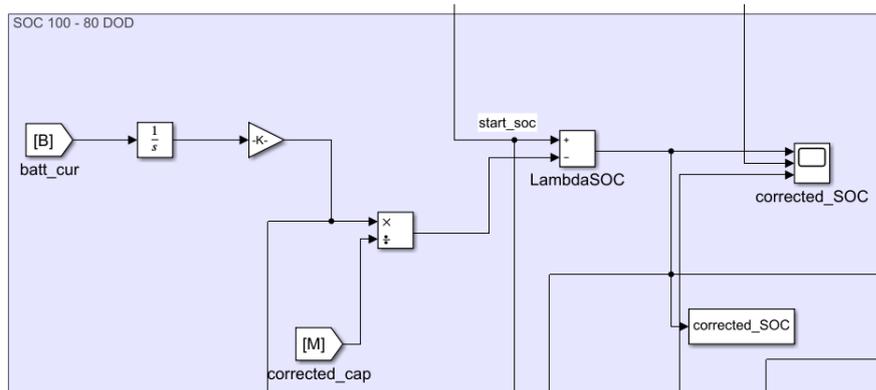


Figura 2.18: Corrected SoC @100% DoD Submodel

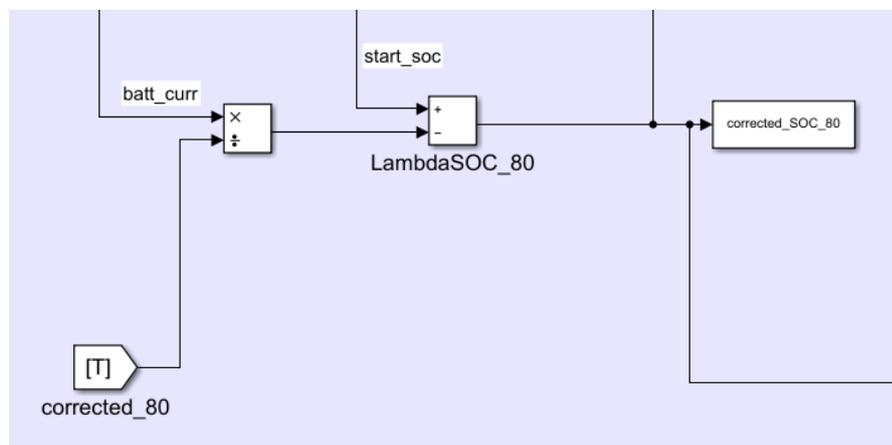


Figura 2.19: Corrected SoC @80% DoD Submodel

2.8.3 Influenza della temperatura sul pacco batteria

La temperatura di esercizio del pacco batteria può condizionare in modo determinante la capacità disponibile e, di conseguenza, il range complessivo del veicolo. Come suggerito da Sarrafan et al. [10], si è deciso di introdurre l'utilizzo del parametro correttivo $\lambda_{t_{bp}}$. Dal datasheet del costruttore [8] si è ricavato il grafico che correla la Temperatura con la variazione di Capacità disponibile, espressa come percentuale della capacità nominale (figura 2.20).

Lo stesso è stato ricostruito in ambiente *Matlab* (fig. 2.21) tramite interpolazione *pchip* (*piecewise cubic hermite interpolation polynomial*), tale scelta è stata effettuata per preservare la forma originale della curva, il metodo scelto infatti è di tipo *shape-preserving*.

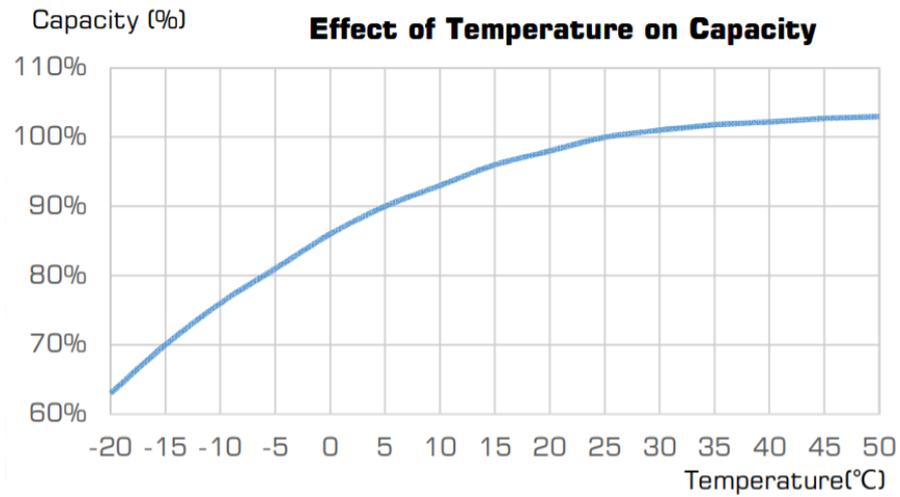


Figura 2.20: Grafico Temperatura - Capacità

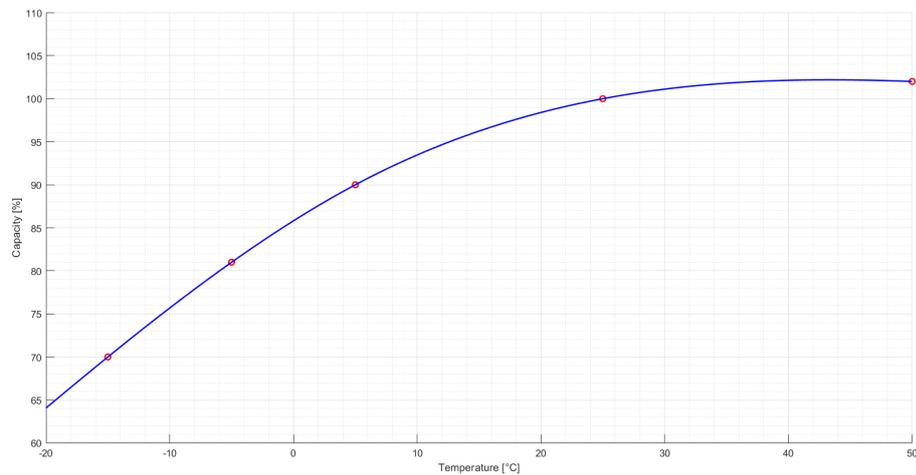


Figura 2.21: Grafico Temperatura - Capacità in ambiente Matlab

Dalla figura 2.20, si evince che la capacità aumenta con la temperatura, difatti oltre i 25°C si supera il valore nominale. In una prima analisi, sembrerebbe conveniente utilizzare quindi la batteria ad una temperatura di esercizio nell'intorno dei 40°C. In realtà, tale grafico va inserito in una valutazione più ampia. La batteria 6-EVF-120 è una VRLA (*Valve Regulated Lead Acid*). La tipologia di batteria scelta presenta un ottimo rapporto tra i costi e l'efficienza, data anche l'assenza di manutenzione. La presenza di una valvola la rende sicura, in quanto si evitano picchi

di pressione nocivi e pericolosi sia al *device* che all'utente. Tuttavia, l'aumento della temperatura comporta una diminuzione della resistenza interna. Le alte temperature di esercizio impattano fortemente sulla vita utile, in quanto non vi è possibilità di reintegrare le perdite d'acqua. In tal modo, la resistenza interna complessivamente aumenta in modo irreversibile, producendo una diminuzione della vita utile e i fenomeni di *overdischarging/overcharging* hanno luogo più frequentemente. È noto, inoltre, che per ogni 8°C oltre i 25°C, la vita utile si dimezza. Anche le basse temperature impattano sull'efficienza e sulla vita utile, in quanto i meccanismi chimici di precipitazione e dissoluzione, su cui si basa il funzionamento delle VRLA, subiscono un forte rallentamento. È, quindi, evidente la necessità di mantenere la temperatura di esercizio tra i 20°C e i 25°C.

2.8.4 DoD & Capacity Fading

Un utilizzo scorretto della batteria potrebbe comportarne un prematuro deterioramento dell'efficienza. Se, solitamente, si utilizza la batteria al 100 % della sua capacità (*scarica profonda*), si potrebbero innescare dei processi di *overdischarging* che riducono fortemente la vita utile della batteria. Tali fenomeni si verificano più facilmente ai bassi livelli di SoC, ovvero quando la batteria è maggiormente messa sotto pressione dalle richieste del guidatore. È altresì necessario definire la profondità di scarica (*Depth of Discharge - DOD*), la quale è il complementare dello stato di carica:

$$DOD = 1 - SOC \quad [\%] \quad (2.40)$$

Dal *datasheet* del produttore si è ricavato il grafico che lega i cicli vita disponibili e la profondità di scarica con cui solitamente si utilizza la batteria (fig. 2.22). Per ciclo vita si intende la completa carica e scarica della batteria.

Il numero di cicli-vita, indicatore di quanto la batteria è stata utilizzata, in combinazione con la profondità di scarica, a cui viene sottoposta la batteria ad ogni ciclo-vita, forniscono l'andamento del *capacity fading*, quindi dello *State of Health* (SoH) della batteria.

Per la 6-EVF-120, in linea con quanto osservato in letteratura, il giusto compromesso è stato indentificato con l'80% della *Depth of Discharge*. Ciò comporta una variazione dell'intervallo possibile per la carica consumata:

$$0 < \int I_{batt} < 0.8 \cdot C_{batt} \quad (2.41)$$

Si ha una riduzione del range complessivo, quindi una minor performance del veicolo, tuttavia si guadagnano circa duecento unità di cicli completi di scarica e carica a cui può essere sottoposta la batteria (aumento in longevità).

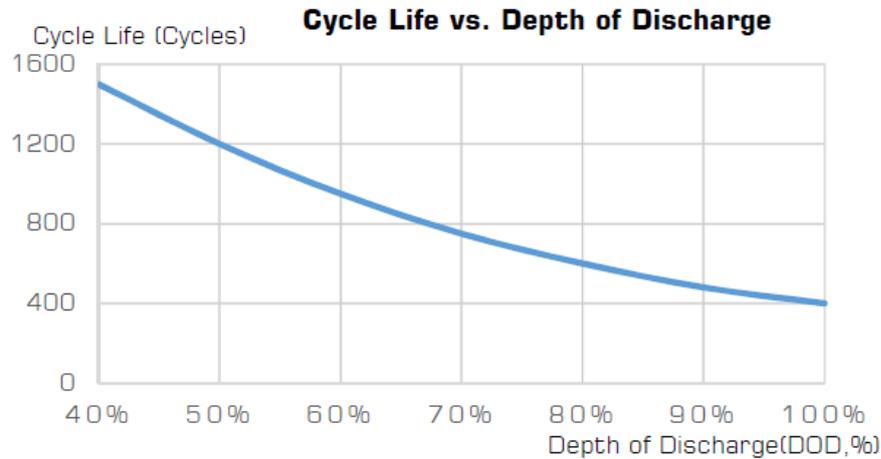


Figura 2.22: Grafico Cycle Life - DoD

Inoltre, è d'uopo osservare che la scelta di ridurre la performance complessiva, in termini di chilometraggio percorribile, ha un ulteriore beneficio, la minor probabilità che si verifichino i suddetti fenomeni di *overdischarging*, i quali innescherebbero un veloce processo di *invecchiamento* della batteria.

Il valore dei cicli indicati dal *datasheet* per il 100% di DoD sono da interpretare come il miglior caso possibile, ovvero senza l'intervento di cicli che comportano una sovrascarica.

Per confermare quanto ipotizzato, si è calcolato il chilometraggio complessivo percorribile durante l'intera vita utile della batteria, nei due casi:

1. Caso in cui la batteria viene utilizzata al 100% di DoD, quindi con una vita utile pari a 400 Cicli;
2. Caso in cui la batteria è utilizzata all'80% di DoD, in cui la vita utile contempla 600 cicli di carica e scarica.

Si è ricreata, in ambiente *Matlab*, la curva fornita dal costruttore relativa al numero di cicli e al *capacity fading*, per poi inserire i valori corrispondenti all'interno di una *look-up table* in *Simulink*. Per le VRLA, nella fase iniziale, la capacità supera il proprio valore nominale per subire un rapido decremento e arrivare al fine vita, assunto pari all'80% della capacità iniziale, in circa centocinquanta cicli. La ripidità della curva nel secondo tratto è dovuto al fenomeno di sovrascarica che interviene nella prima parte (tratto ascendente).

La curva relativa al secondo caso (DoD @ 80%) è stata elaborata dopo aver attinto dai diversi andamenti presenti in letteratura relativi alle VRLA.

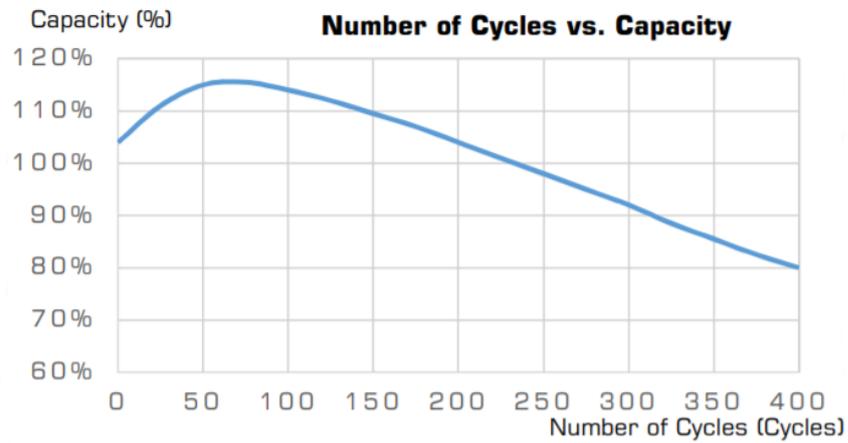


Figura 2.23: Grafico Capacity - Cycles @100% DoD

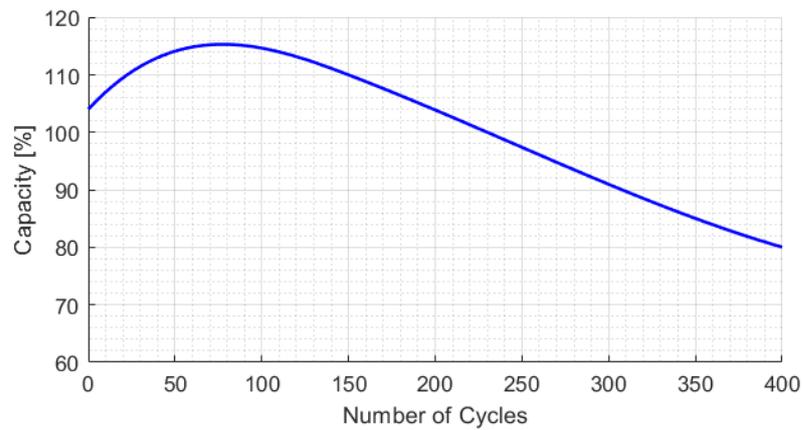


Figura 2.24: Grafico Capacity - Cycles @100% DoD in ambiente Matlab

É ultroneo sottolineare che il 100%, pari alla batteria nuova, non corrisponde alla capacità nominale ma ad una sua frazione (80%). Ugualmente, il fine vita della batteria si avrà in corrispondenza del 64% della capacità nominale, ovvero all'80% di quella iniziale.

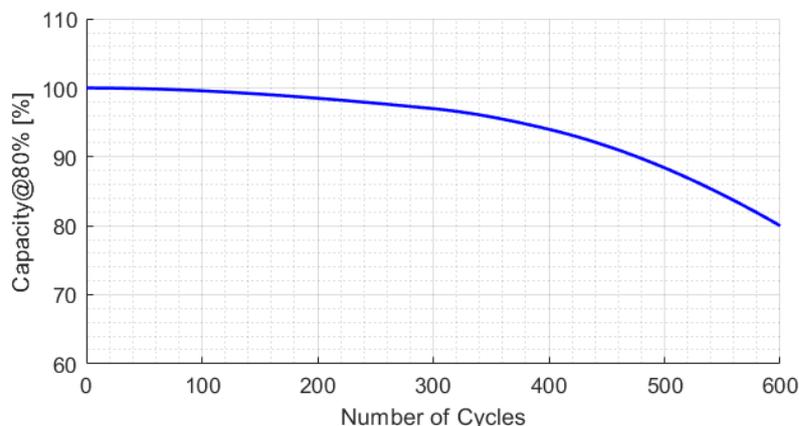


Figura 2.25: Grafico Capacity - Cycles @80% DoD in ambiente Matlab

2.9 Sistema HVAC (Heating, Ventilation, Air Conditioning)

Nei veicoli dotati di motore a combustione interna, solitamente, si prediligono sistemi a compressione di vapore, per il riscaldamento e il condizionamento [22]. Il sistema di condizionamento refrigera l'aria diretta all'abitacolo tramite un compressore, legato direttamente al motore. Dato il collegamento diretto, le perdite aumentano con l'aumento della velocità. Nello scenario considerato, il calore prodotto dal motore viene dissipato in atmosfera, tramite il radiatore. Nel caso in cui, invece, si chiede di riscaldare l'abitacolo, si utilizza direttamente il calore prodotto dal motore, nel suo normale utilizzo. Non solo si evita una richiesta ulteriore in termini di consumo di combustibile ma si trasforma una perdita in un vantaggio. Se il sistema di condizionamento è spento, tramite un refrigerante si dissipa il calore e si evitano fenomeni di surriscaldamento. Nei BEV non si ha calore in eccesso con cui riscaldare l'abitacolo, tuttavia il compressore non è più legato meccanicamente al motore ma elettricamente alla batteria, in questo modo la velocità dello stesso non è collegata alla velocità del veicolo e, pertanto, può essere utilizzata come parametro su cui agire per raggiungere gli obiettivi di carico, imposti dal sistema. La produzione di calore, inoltre, richiede un carico aggiuntivo per la batteria, le

cui conseguenze sono importanti sulla performance del veicolo, ovvero sul range disponibile.

Si riporta un quadro sinottico delle attuali tecnologie utilizzate per i sistemi di condizionamento con cui sono equipaggiati i veicoli elettrici a batteria (Tabella 2.3). Se ne effettua una rapida disamina nelle righe seguenti.

- VCR-DH (*Vapor Compressor Refrigeration - Dedicated Heater*). Sono sistemi che introducono poche variazioni in termini sia di componenti che di *layout* rispetto ai veicoli equipaggiati con motore tradizionale. Si dividono in due gruppi principali:
 - Riscaldamento diretto, in cui si riscalda direttamente l'aria in ingresso nell'abitacolo;
 - Riscaldamento indiretto, in cui è introdotto un fluido secondario (e.g. refrigerante).

Una seconda divisione si può effettuare in base alla tipologia di riscaldatore:

- VCR-EH (*Vapor Compressor Refrigeration - Electric Heating*) [23], sistemi in cui si utilizza parte dell'energia elettrica per riscaldare delle resistenze. Si possono avere riduzioni del range residuo molto importanti;
 - VCR - FH (*Vapor Compressor Refrigeration - Fuel Heating*) [24], in questa configurazione si utilizza un bruciatore ausiliario. Sicuramente, si ha un impatto sul range minore, in quanto non si richiede alla batteria un consumo di energia. Tale soluzione, tuttavia, presenta diverse difficoltà, in primis di tipo logistico, non sempre le stazioni di rifornimento del carburante sono in prossimità delle stazioni di ricarica, in secondo luogo, il veicolo non sarebbe più ad emissioni locali nulle.
- VC-HP (*Reversible Vapor Compressor - Heat Pump*). [28-30] Tramite una valvola a quattro vie, che inverte il verso del refrigerante, il ciclo di compressione del vapore può essere utilizzato sia per il condizionamento che per il riscaldamento. L'impatto sul range residuo è inferiore, data la maggior efficienza del sistema. Per temperature molto rigide, diversi gradi sotto lo zero, si deve, però, ricorrere alle resistenze PTC, con un conseguente incremento dei consumi.
 - Non VC - Solar Assisted. Rappresentano uno scenario interessante, in quanto i consumi sono praticamente nulli, a fronte di una spesa iniziale consistente, e si può sfruttare l'energia accumulata anche per ricaricare la batteria, nel caso in cui il sistema di condizionamento sia spento. Un pannello solare che ricopra un'autovettura

compact, può produrre fino a 225 W di potenza [26]. Il problema principale è rappresentato dalla possibile mancanza della fonte di energia principale in determinati periodi di tempo, il che rende tale sistema poco attraente lato utente e, comunque, poco efficace.

- ITM (*Integrated Thermal Management*). [29]
Sono sistemi in cui si combinano il sistema relativo al controllo termico della batteria (BTMS) e il sistema HVAC. Si possono suddividere in:
 - Air cooling. Sistemi in cui si utilizza l'aria, opportunamente filtrata per evitare problemi con la batteria (e.g. polvere, impurità). Sono economici e semplici, tuttavia si hanno difficoltà relative alla distribuzione non uniforme di temperatura sulla superficie della batteria. Inoltre, in inverno è difficile riscaldare la batteria per temperature molto rigide;
 - Evaporative cooling. Tramite l'introduzione di un evaporatore tra i moduli del pacco batteria, si ha un'ottima dispersione del calore. Tuttavia, il sistema potrebbe attivarsi anche quando l'utente non richiede il condizionamento dell'abitacolo o, al contrario, per temperature molto elevate, il BTMS ha la precedenza sul HVAC;
 - Secondary loop cooling. Sicuramente l'opzione più performante, in quanto la configurazione a doppio loop permette un importante aumento dell'efficienza rispetto ai sistemi tradizionali. Da non poter trascurare, comunque, è l'incremento in termini di costi. Inoltre, essendo il sistema più *giovane*, non ha lo stesso grado di affidabilità dei precedenti.

Tabella 2.3: Quadro Sinottico Sistemi HVAC

Sistemi HVAC		PROs	CONs
VCR-DH	<i>VCR-EH</i>	Silenziosi; Semplici; Affidabili;	COP < 1 Forte Impatto sul range.
	<i>VCR-FH</i>	basso costo; Semplici; Basso impatto sul range;	Le emissioni locali non sono nulle; Necessità di carburante
VC-HP		Compatti; COP>1; Ready 2 Use.	Forti impatti sul range alle basse Temperature Controllo Complesso.
Non-VC	<i>Solar assisted</i>	Bassi consumi; Possibilità di ricaricare la batteria.	Energia Solare non sempre disponibile.
ITM	<i>Air-cooling</i>	Basso Costo; Semplice; Ingombri ridotti.	Scarsa Dispersione del calore; Alte portate d'aria richieste; Difficile portare la batteria in temperatura d'inverno.
	<i>Evaporative cooling</i>	Compatti; Ottima dispersione del calore.	Conflitto tra HVAC e BTMS; Difficile portare la batteria in temperatura d'inverno; Non affidabile (Poche applicazioni sperimentali).
	<i>Secondary loop cooling</i>	Soluzione Ideale.	Complesso; Costoso; Non affidabile (Poche applicazioni sperimentali).

Nel caso del veicolo in esame, si è optato per un sistema di condizionamento a liquido del tipo VC-HP, utilizzando il refrigerante R32, invece del tipico R134a, ormai in fase di dismissione dal mercato europeo. Le componenti principali, individuabili anche nella figura 2.26, sono:

- Pompa di Calore(8);

- Resistenze a cartuccia autoregolante che contengono un componente ceramico (*PTC-heater*, non presenti in figura);
- Compressore (2);
- Ventilatori (9).

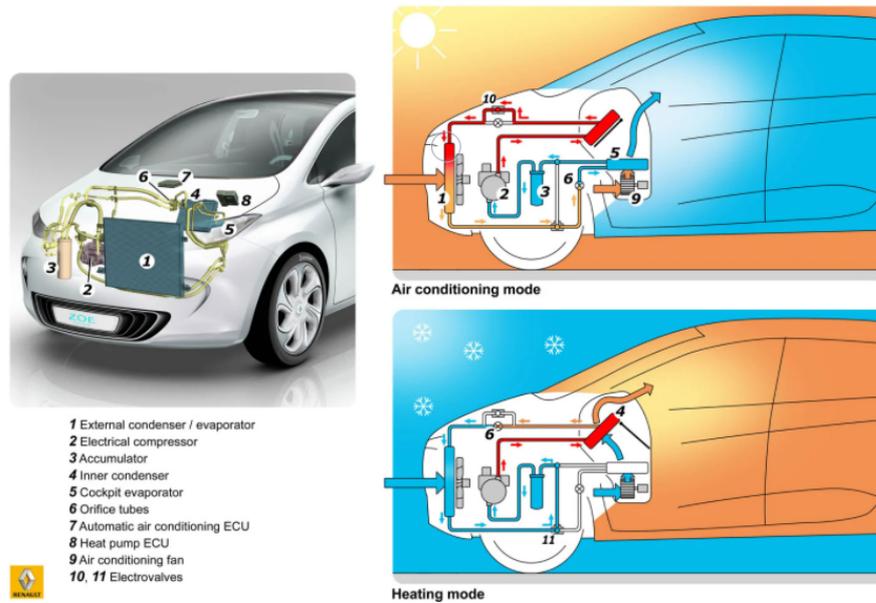


Figura 2.26: Rappresentazione Sistema HVAC [34]

I motivi che hanno condotto alla scelta del refrigerante R32 sono:

- La sicurezza, ovvero poco infiammabile e, nel caso di una fuga eventuale, non ha un alto livello di tossicità, infatti è classificato come A2L dove la A sta per atossicità e 2L per basso livello di infiammabilità;
- Il basso impatto ambientale:
 - *Ozone Depletion Potential*¹ nullo;
 - *Global Warming Potential*² a 100 anni pari a 675 (contro i 1430 del R134a e i 2088 del R410a);

¹Valore relativo di degradazione della fascia di Ozono che può causare un determinato elemento [11]

²Esprime il valore di contributo all'effetto serra di un gas serra relativamente all'effetto della CO_2 , il cui potenziale di riferimento è pari a 1. Ogni valore di GWP è calcolato per uno specifico intervallo di tempo [12]

- È economico e non difficile da reperire, quest'ultimo è un importante punto a favore, dato il già elevato costo di un veicolo elettrico;
- Riduce il campo di utilizzo del PTC, data la sua maggior capacità termica, il che comporta dei minori consumi.

I consumi del sistema sono stati ricavati da letteratura, sono stati scalati verso il basso per adattarsi alle dimensioni ridotte del veicolo in esame e della capacità complessiva della batteria. Se n'è ricavata una *look-up table* per implementare il sistema, come suggerito dal modello di *Sarrafan et al.* [10]:

$$P_{ac} = \begin{cases} 0 & (\text{spenta}) \\ P_{heat} \cdot (T_{cabin} - T_{air}) & (\text{aria calda}) \\ P_{cool} \cdot (T_{air} - T_{cabin}) & (\text{aria fredda}) \end{cases} \quad (2.42)$$

In cui P_{heat} e P_{cool} sono espresse in $[W/^\circ C]$. Si è scelta una modellazione semplice ma funzionale per effettuare una prima stima del sistema HVAC sul range residuo, in diverse condizioni atmosferiche. Nel caso in esame, si è impostata la temperatura ottimale (T_{cabin}) pari a $24^\circ C$ come temperatura di comfort per il guidatore e l'eventuale passeggero, trascurando il valore e gli effetti dell'umidità per semplicità di computazione, pur non perdendo di generalità e validità.

A $24^\circ C$ la potenza ausiliaria richiesta dall'impianto di condizionamento, comunque, non è nulla poiché si deve considerare il termine imputabile ai ventilatori del sistema (circa 50W).

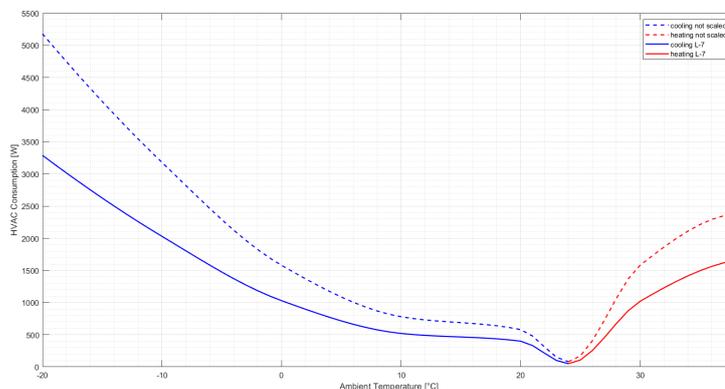


Figura 2.27: HVAC consumption

La linea tratteggiata indica il sistema di condizionamento originale, mentre la linea continua è relativa al sistema adattato alle capacità del veicolo L-7 in esame. Si è, poi, considerato il carico termico dovuto al conducente e ad un eventuale

passaggero, aggiuntivo in condizionamento e detrattivo in riscaldamento. Date le dimensioni contenute di un veicolo L-7, il carico termico aggiuntivo rappresenta una quota non irrisoria:

$$Q_{met} = \dot{m}et \cdot BSA = \begin{cases} 149 \text{ W (guidatore)} \\ 96 \text{ W (passaggero)} \end{cases} \quad (2.43)$$

Dove Q_{met} è la potenza metabolica, somma dell'energia utilizzata da un essere vivente durante un determinato lasso di tempo per una determinata attività. Essa, infatti, si può associare alla trasmissione di calore, verso l'esterno (nel nostro caso corrispondente all'abitacolo della vettura), dovuta ai processi chimici che intervengono durante la respirazione cellulare. A livello ingegneristico, è il prodotto tra il *metabolic rate* ($\dot{m}et$, [W/m^2]) e la *body surface area* (BSA, [m^2]). Entrambi i valori sono tabellati, per il metabolic rate sono stati ricavati dalla *ISO 8996 Ergonomics of the thermal environment Determination of metabolic rate*:

- $85 \text{ W}/m^2$ per il conducente;
- $55 \text{ W}/m^2$ per ogni passeggero eventualmente a bordo.

La body surface area è stata fissata pari a 1.75 m^2 (media europea).

Per semplicità di computazione, ovvero perché rappresentano una quota minore e trascurabile, si sono ignorati altri carichi termici (e.g. il carico dovuto all'irraggiamento). Tali aspetti, infatti, possono essere trattati in una modellazione termica di dettaglio in fase di progetto (e.g. scelta della vernice, posizione e forma dei finestrini), ma non hanno un'incidenza importante nel calcolo dei consumi HVAC.

Il valore relativo al carico degli ausiliari subisce un'importante variazione dovuta al sistema di condizionamento dell'abitacolo. Per valutarne gli effetti sui consumi, si è implementato un *submodel* dedicato all'HVAC (fig. 2.28).

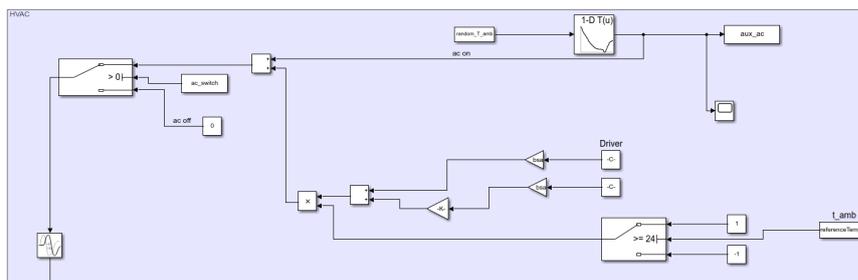


Figura 2.28: HVAC Submodel

Prima di far partire la simulazione sul singolo ciclo guida sperimentale, sono state inserite due domande attraverso relative *GUIs* (*Graphic User Interface*).

La prima *GUI* (fig. 2.29) è relativa all'eventuale presenza di un passeggero. Per il tipo di veicolo considerato (due posti), si è limitata la scelta a due sole opzioni che corrispondono a passeggero assente o presente. In quest'ultimo caso, si ha una maggiorazione della massa totale del veicolo e si interviene anche nel calore metabolico prodotto. Nel primo caso, invece, non si deve agire né sulla massa né su Q_{met} .

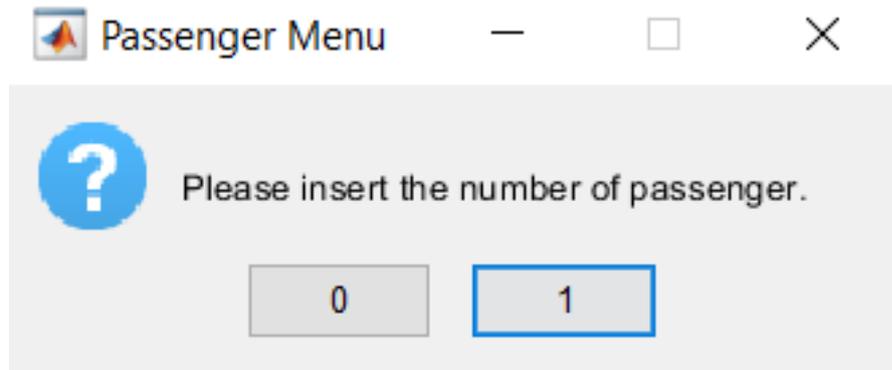


Figura 2.29: Passenger Question GUI

Il secondo *question box* (fig. 2.30) riguarda l'utilizzo, lato utente, del sistema di condizionamento. Si informa il guidatore della temperatura ambiente e si chiede all'utente se preferisce accendere o meno l'aria condizionata.

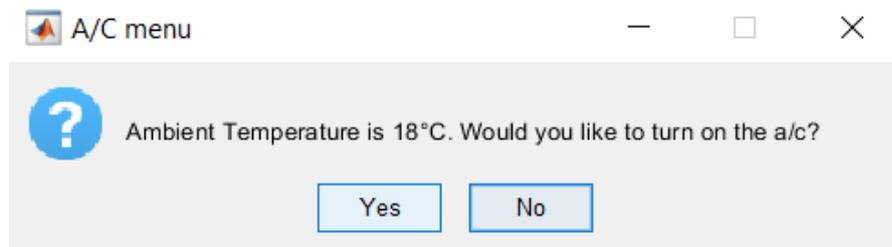


Figura 2.30: Air Conditioning Question GUI

Dopo aver inizializzato le informazioni fornite dall'utente, si procede con la computazione dello SoC, dell'*ei* e del *residual range*.

2.10 BTMS

Il corretto funzionamento della batteria è fortemente legato alla propria temperatura d'esercizio, la quale può spesso differire da quella ambiente e, pertanto, richiedere

un *device* specifico che la porti ad operare nelle migliori condizioni possibili per evitare fenomeni che ne riducano la vita utile e la capacità disponibile. A tal fine si utilizza il Battery Thermal Management System (BTMS).

Si sono analizzati i diversi sistemi attualmente disponibili, di cui si riporta una breve sintesi, in cui non sono considerati i metodi che dipendono da fonti esterne di energia (e.g. *Alternating Current Heating*). Si distinguono i due scenari operativi, di *preheating*, nel primo elenco, e di *cooling* nel secondo. [33-35]

* *Internal self-heating.*

Si applica un carico, a veicolo fermo, per far circolare corrente e riscaldare la batteria tramite effetto Joule. Dato che, al diminuire della temperatura, aumenta la resistenza interna, questo metodo sembra favorevole dal punto di vista fisico. In realtà, si deve analizzare attentamente il punto di *trade-off* tra capacità consumata e capacità recuperata, dato il forte dispendio energetico;

* *Mutual Pulse Heating.*

Si dividono le celle della batteria in due gruppi, un gruppo si scarica per ricaricare l'altro, in tal modo vi è circolazione di corrente e, quindi, la batteria vede la propria temperatura aumentare. È più efficace del *self-heating*, tuttavia richiede un layout particolare della batteria (*aumento dei costi*);

* *Air heating.*

Si riscalda l'aria tramite delle resistenze e, con un ventilatore, la si indirizza verso la batteria. L'uniformità della temperatura superficiale non è garantita, il che potrebbe portare a dei punti caldi all'interno della batteria, ove possono avvenire reazioni chimiche irreversibili che impattano sulla vita utile della stessa. Oltretutto, si ha un'importante impatto sul range, dovuto alle resistenze, quasi paragonabile al *self-heating*, oltre all'aumento in termini di costi;

* *Liquid heating.*

Ottima distribuzione del calore, garantisce una totale uniformità superficiale. Tuttavia, i costi legati alla manutenzione sono i più alti.

• *Air cooling.*

Si utilizza l'aria per raffreddare il pacco batterie. Il consumo è nullo ma l'efficienza non è elevatissima, pertanto è un metodo preferibile per veicoli di dimensioni ridotte;

• *Liquid Cooling.*

Sicuramente più efficiente ma, al contempo, più complesso e costoso.

Data la natura del veicolo considerato nel presente lavoro di tesi, appartenente alla classe L-7, si è preferita la combinazione più semplice, compatta ed economica,

tuttavia, tale scelta non ha relegato su un piano secondario l'affidabilità e la robustezza. Per il raffreddamento, si è inizialmente pensato ad un sistema attivo ad aria. Dopo un'attenta analisi, tuttavia, si è ritenuta tale ipotesi errata. Infatti, non si hanno dei vantaggi effettivi nel consumare parte della capacità disponibile per raffreddare la batteria o, comunque, non si hanno grosse differenze, in termini di risultato, rispetto ad un sistema passivo ad aria, il quale è più indicato, quindi, per la classe di veicolo considerata [36]. È opportuno sottolineare che per una corretta efficacia del sistema passivo, la batteria deve essere investita da un'alta porzione d'aria, ovvero nel deciderne il collocamento si deve tener conto di questo aspetto. È verosimile pensare che tale ipotesi sia soddisfatta per la classe L-7e. Per il riscaldamento della batteria, invece, è conveniente optare per il metodo *self-heating* che sfrutta l'effetto Joule per aumentare la temperatura (figura 2.31).



Figura 2.31: Schema Self-Heating [37]

L'energia richiesta dal Battery Thermal Management System (BTMS) per portare la batteria in temperatura di esercizio (20-25°C) è stata ricavata da letteratura [35], con una metodologia simile a quanto fatto per il sistema HVAC.

Il riferimento in termini temporali è stato fissato a due primi (120 s), in tale lasso di tempo la vettura sarà accesa ma ferma.

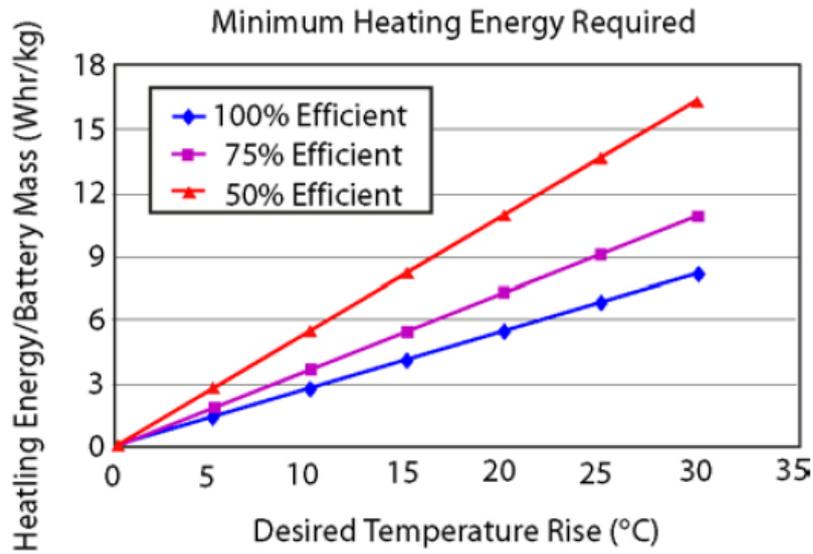


Figura 2.32: Energia richiesta dal BTMS - Pesaran et al. [35]

Si è assunta un'efficienza dello scambio termico, tra le varie celle all'interno della batteria, pari al 100%. L'origine di tale decisione risiede nella scarsità di dati sperimentali relativi al veicolo e, oltretutto, il contenuto numero di celle della 6-EVF-120. La figura 2.32 è stata elaborata e i valori sono stati inseriti in una *look-up table* in un *submodel* in *Simulink* (fig 2.33). Si utilizza come ingresso il Δt_{bp} richiesto, l'output è l'energia per unità di massa richiesta [Wh/kg], la quale impatta sia sulla Capacità Disponibile, sia sulla corrente richiesta.

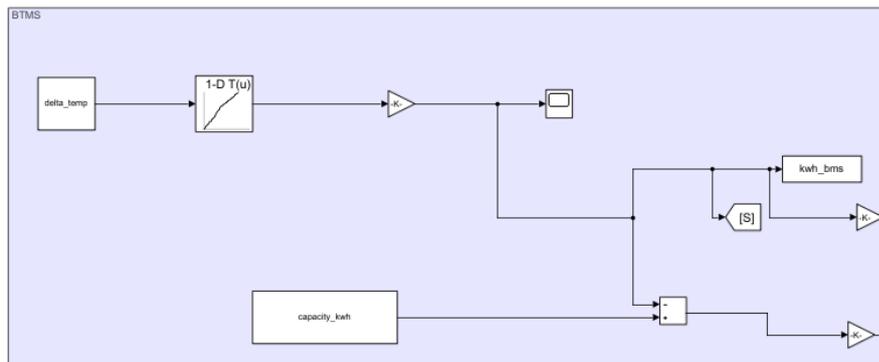


Figura 2.33: BTMS Submodel

3. Parametri del Modello

Per la corretta computazione del modello, oltre ai profili sperimentali imposti, è necessario specificare altri parametri di input, come la massa o l'area frontale.

3.1 Specifiche Tecniche

I valori riportati di seguito sono stati ricavati, ove possibile, dalle specifiche tecniche del veicolo (tabella 3.1).

Tuttavia, alcune informazioni non sono presenti nel *datasheet* fornito dal costruttore e, pertanto, è stato necessario formulare delle ipotesi con dei valori verosimili e, tramite l'analisi dei risultati di *sensitivity*, scegliere i più adatti. Tale azione rende il modello efficace, senza perdere di generalità. Si riportano, di seguito, i diversi parametri necessari:

Coefficiente di Resistenza al Rotolamento K_r Il valore di K_r non è semplice da definire data la sua natura, funzione del tipo di pneumatico e della superficie stradale. Come prima approssimazione, si è assunto il valore [13]:

$$K_r = 0.006$$

Ausiliari Unita al valore di K_r , è la quota che maggiormente impatta sulla computazione dello Stato di Carica e, di conseguenza, del residual range. Il valore degli ausiliari varia, in modo estremamente rilevante, con l'accensione del sistema di condizionamento. Trascurando, per il momento, tale quota aggiuntiva, si è considerato il valore della fanalistica e di altri accessori che non richiedono un'eccessiva quota di potenza. Il valore di riferimento è stato modulato dalla Renault Twizy per i fanali, a cui è stata aggiunta una quota aggiuntiva relativa ad ulteriori sistemi (e.g. finestrini elettrici).

$$aux = 200 \quad W$$

Tabella 3.1: Specifiche tecniche del Veicolo

Specifiche Tecniche del Veicolo		
Vehicle homologation class		L7e
m	Kerb mass [kg]	650
V_{max}	Velocità massima [km/h]	50
$\%weight_{drivingax}$	Distribuzione del peso sull'asse di trazione	54%
Dimensioni		
l	Lunghezza [mm]	2830
w	Larghezza [mm]	1500
h	Altezza [mm]	1565
h_{gc}	Altezza minima dal terreno [mm]	165
Motore Elettrico (SMPM)		
P_{peak}	Potenza massima [kW]	12
P_{rated}	Potenza nominale [kW]	6.3
Batteria (6-EVF-120A)		
V_{batt}	Voltaggio Batteria [V]	72
C_{batt}	Capacità Batteria [Ah]	140

Raggio di rotolamento r_d Data l'assenza di tale parametro, si è assunto come riferimento un veicolo della stessa categoria (*Renault Twizy*). Dalla dicitura del pneumatico della Twizy (125/80R13), si può ricavare il raggio della ruota. Data la deformazione causata dal peso del veicolo, il raggio di rotolamento è una percentuale di quello della ruota, assunta essere pari al 97%:

$$r_d = (125 \cdot \frac{80}{100} + 25.4 \cdot \frac{13}{2}) \cdot 97\% \div 1000 = 0.257 \quad m$$

Coefficiente di Resistenza Aerodinamica Come per il caso precedente, si è assunto il valore della Twizy.

$$C_x = 0.65$$

Il valore è leggermente superiore rispetto alla media delle automobili moderne e, in realtà, anche dei SUV. Tuttavia, dato che la velocità massima raggiungibile

dal veicolo in esame è di 50 km/h, la quota dovuta alla forza aerodinamica resistente è di seconda importanza. Si è, comunque, svolta un'analisi di *sensitivity* (paragrafo 3.2) per capire quanto la stima dello Stato di Carica sia influenzata da tale parametro.

Efficienza dell'inverter Si è assunto un valore costante verosimile, data la mancanza di informazioni a riguardo:

$$\eta_{inv} = 0.95$$

Rapporti di Trasmissione ed Efficienze ($\tau_{fd}, \tau_g, \eta_{fd}, \eta_g$)

Il prodotto dei due rapporti di trasmissione è pari al rapporto di trasmissione complessivo, ottenibile tramite la divisione della velocità angolare del motore e delle ruote. L'efficienza del differenziale, invece, è assunta costante, mentre quella del cambio dipende dal rapporto inserito.

$$\tau_{fd} = 3.6 \quad 2 \leq \tau_g \leq 4.5 \quad \eta_{fd} = 0.97 \quad 0.97 \leq \eta_g \leq 0.98$$

Area Frontale L'area frontale è stimata tramite considerazioni geometriche di base, funzione dell'altezza del veicolo (h), larghezza (w), altezza da terra (h_{gc}) e lo spessore delle ruote (w_{tyre})

$$A_f = w \cdot (h - h_{gc}) + 2 \cdot h_{gc} \cdot w_{tyre} = (1500 \cdot (1565 - 165) + 2 \cdot 165 \cdot 125) \cdot 10^{-6} = 2.14 \quad m^2$$

Massa La massa considerata è analizzata nel paragrafo 3.3, in cui è stata effettuata un'analisi di *sensitivity* in quanto la massa reale non è nota ma si ha contezza solo della *kerb mass*.

3.2 Sensitivity su C_x

Seppur appartenenti alla stessa categoria (L7e), il veicolo esaminato e la *Twizy* hanno forme leggermente differenti. In particolare, la seconda ha le ruote esterne alla carrozzeria, a differenza della prima che, comunque, ha un coefficiente di resistenza aerodinamica importante. In linea con quanto ipotizzato, ovvero che la quota di forza resistente dovuta all'aerodinamica è di seconda importanza, la variazione del profilo stimato di SoC è sempre nell'intorno di qualche punto percentuale, nonostante l'intervallo di variazione del coefficiente sia molto ampio:

$$C_x = [0.35; 0.40; 0.45; 0.50; 0.55; 0.60; 0.65; 0.70; 0.75; 0.80]$$

Le variazioni maggiori si sono osservate per i cicli con dei profili di velocità prossimi alla massima producibile dal veicolo (50 km/h). Si riportano i risultati grafici, per evidenziare quanto asserito (fig. 3.1 & 3.2)

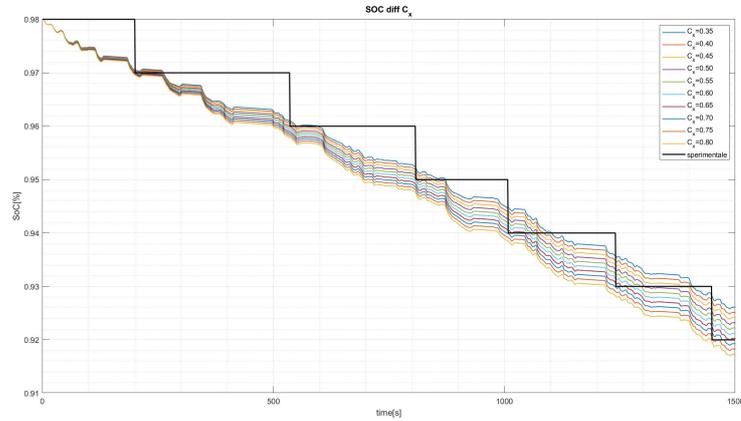


Figura 3.1: SoC C_x Sensitivity - 1

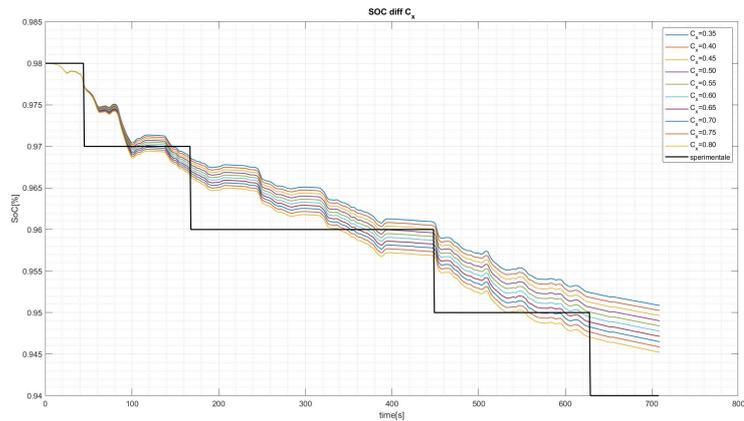


Figura 3.2: SoC C_x Sensitivity - 2

3.3 Analisi di Sensitivity sulla Massa

La massa del veicolo da considerare per le simulazioni e per i test omologativi è un parametro che si ottiene come somma di diversi fattori:

- La *kerb mass* ($m_{bodywork}$), ovvero la massa del veicolo comprensivo di tutta la componentistica necessaria al corretto funzionamento del veicolo (e.g. fluido

del sistema frenante, refrigerante sia del sistema HVAC che del BTMS, similari), è pari a 650 kg;

- La *massa del guidatore* (m_{driver}), assunta pari allo standard di 70 kg;
- Eventuali carichi aggiuntivi (e.g. bagagli, passeggeri).

In linea teorica, la massa a vuoto (*kerb mass*) è comprensiva del termine dovuto del peso delle batterie e al powertrain, nel nostro caso pari rispettivamente a $m_{batt} = 26 \cdot 6$, dove si utilizza il peso unitario di ogni modulo, e $m_{powertrain} = 20kg$. Data la poca chiarezza dei dati ricevuti, si è preferito assumere un valore sovrastimato della massa, escludendo dalla massa a vuoto i carichi dovuti alle batterie e al powertrain. Si è poi effettuata un'analisi di sensitivity, considerando diversi scenari di carico:

- Solo guidatore, $m=720$ kg;
- Guidatore con un carico leggero, $m=750$ kg;
- Guidatore e Passeggero, $m=790$ kg;
- Guidatore e Passeggero, con un carico leggero (e.g. borsone), $m=820$ kg.

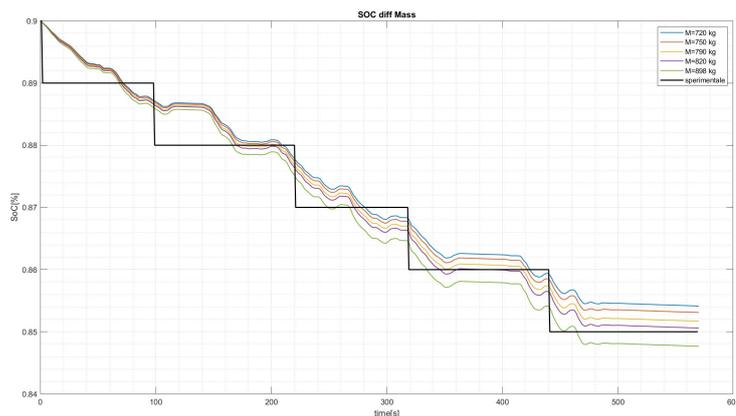


Figura 3.3: SoC Mass Sensitivity - 1

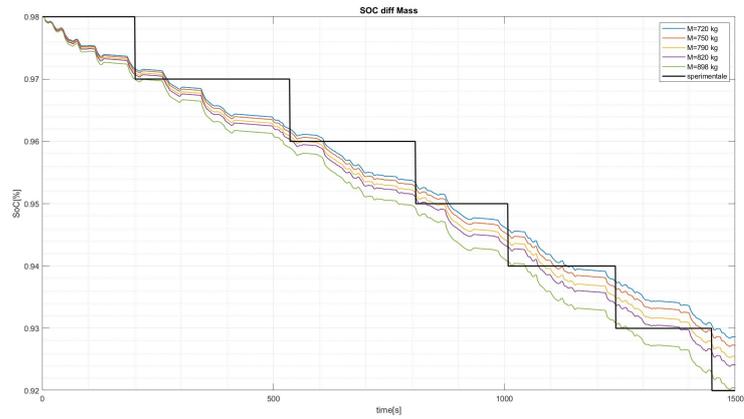


Figura 3.4: SoC Mass Sensitivity - 2

Si evince, quindi, che la fluttuazione della massa è sì importante ma non ha un impatto drammatico sulla computazione dello stato di carica, infatti il Δ tra il valore minimo, dovuto allo scenario 1, e il valore massimo, corrispettivo dello scenario 5, non supera mai il punto percentuale nella totalità dei cicli appartenenti al *dataset* utilizzato (30 cicli).

Nella tabella 3.2 sono riportati i valori che si immettono nel modello.

Tabella 3.2: Parametri del modello

Parametri del Modello	
Capacità Batteria	$C_{batt} = 140 \text{ Ah}$
Voltaggio Batteria	$60 \leq OCV_{batt} \leq 72 \text{ V}$
Resistenza Equivalente Batteria	$26 \leq R_{eq \text{ batt}} \leq 42 \text{ m}\Omega$
Stato di Carica iniziale	$SoC_0 = 1$
Densità dell'aria	$\rho = 1.25 \text{ kg/m}^3$
Accelerazione di gravità	$g = 9.81 \text{ m/s}^2$
Massa del veicolo	$m=898 \text{ kg}$
Coefficiente di massa traslante apparente	$C_{at} = 1.05$
Distribuzione del peso sull'asse di trazione	$\%_{peso_{driving \text{ ax}}} = 54\%$
Pendenza	$\alpha = 0 \text{ deg}$
Coefficiente di resistenza al rotolamento	$K_r = 0.006$
Raggio di rotolamento	$r_d = 0.257 \text{ m}$
Area frontale	$A_f = 2.14 \text{ m}^2$
Coefficiente di Resistenza Aerodinamica	$C_x = 0.65$
Rapporto di trasmissione al differenziale	$\tau_{fd} = 3.6$
Efficienza differenziale	$\eta_{fd} = 0.97$
Rapporti di trasmissione al cambio	$2 \leq \tau_g \leq 4.5$
Efficienza del cambio	$0.97 \leq \eta_g \leq 0.98$
Coppia massima del motore	$T_{mpeak} = 37 \text{ Nm}$
Efficienza del motore elettrico	$0.3 \leq \eta_m \leq 0.9$
Potenza richiesta dagli ausiliari	$aux=200 \text{ W}$
Efficienza Inverter	$\eta_{inv} = 0.95$

4. Risultati del Modello

Nel capitolo corrente si riportano i risultati relativi a diverse analisi effettuate sul dataset di trenta cicli sperimentali, ovvero cicli realmente avvenuti e durante i quali sono stati raccolti i dati, poi elaborati nel modello, attraverso specifici sensori, sia per quanto riguarda la velocità, sia per lo stato di carica, ma anche, semplicemente, per la durata del tragitto.

Si vuole verificare, tramite il modello, quanto ipotizzato nei capitoli precedenti, con particolare dovizia al sistema HVAC e al BTMS.

4.1 Profili Sperimentali di Velocità

I profili di velocità, prima di essere immessi nel modello, sono processati tramite un filtro *Savitzky Golay*. In tal modo si estrapolano i dati relativi ai sensori con cui sono raccolte le informazioni durante i cicli sperimentali. Nonostante sia presente una sorgente di informazione dovuta al sensore GPS, i suoi risultati sono affetti da una quota importante di rumore e la velocità è calcolata in modo indiretto. Si preferisce, quindi, elaborare il segnale proveniente dal sensore di velocità (*misura diretta*), il quale ha, tuttavia, una risoluzione non ottimale (ordine delle unità). Tramite il filtro indicato, si opera sulle variazioni a gradino dovute alla sensibilità del sensore utilizzato, in modo da evitare accelerazioni che il veicolo, in realtà, non riuscirebbe a riprodurre. Ciononostante, il segnale non deve essere alterato e, pertanto, si è deciso di utilizzare il *Savitzky-Golay* con un ordine pari al terzo. Con l'utilizzo di un grado relativamente basso, si riesce a limitare l'intervento del filtro sui picchi, senza modificare l'andamento generale del profilo di velocità. Tale decisione permette un corretto comportamento del modello, senza influire sul calcolo dell'energia richiesta, quindi, sul consumo del veicolo. Un esempio dell'applicazione del filtro sopracitato è rappresentato nelle figure 4.1 & 4.2.

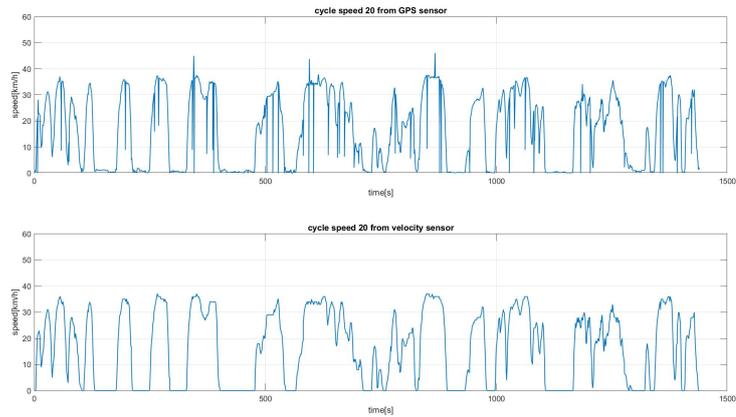


Figura 4.1: Profilo Velocità da Sensore

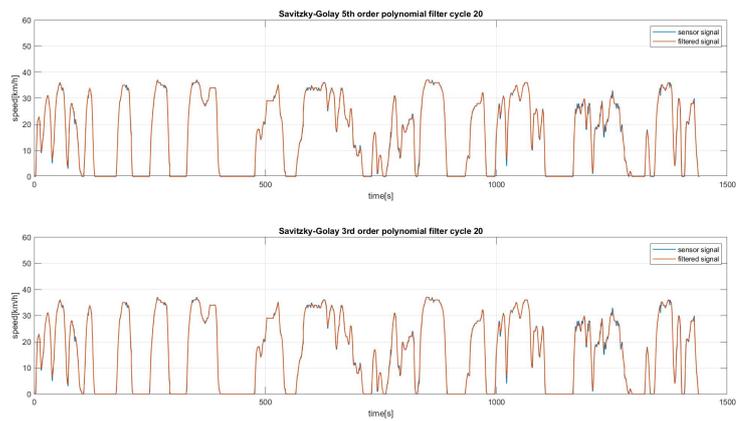


Figura 4.2: Profilo Velocità Filtrato

4.2 Valutazione dell'*energy index* e prima stima

Dei cicli analizzati, si sono confrontati i valori ottenuti con tre *energy indexes* differenti:

- *Energy index* mediato;
- *Energy index* del ciclo corrente;
- *Energy index* nominale (*JAC*)

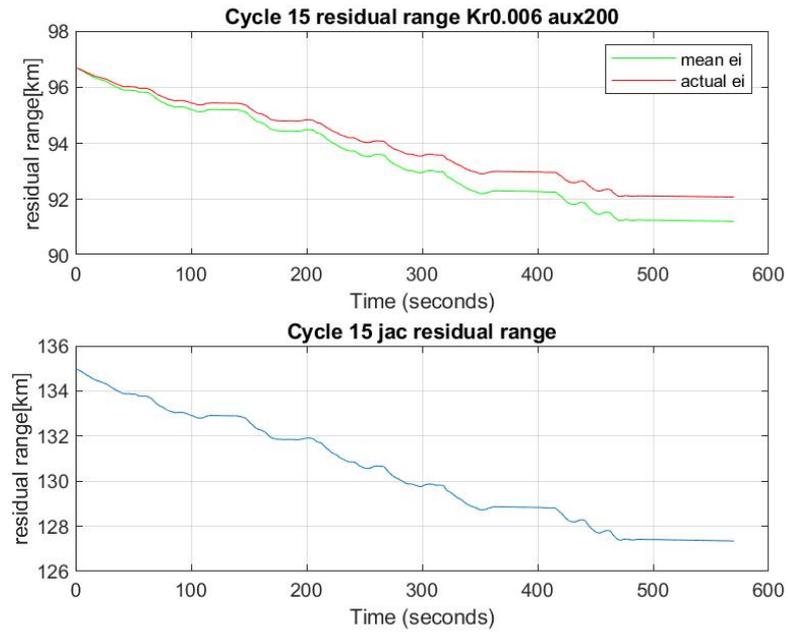


Figura 4.3: Residual Range Prima Stima - 1

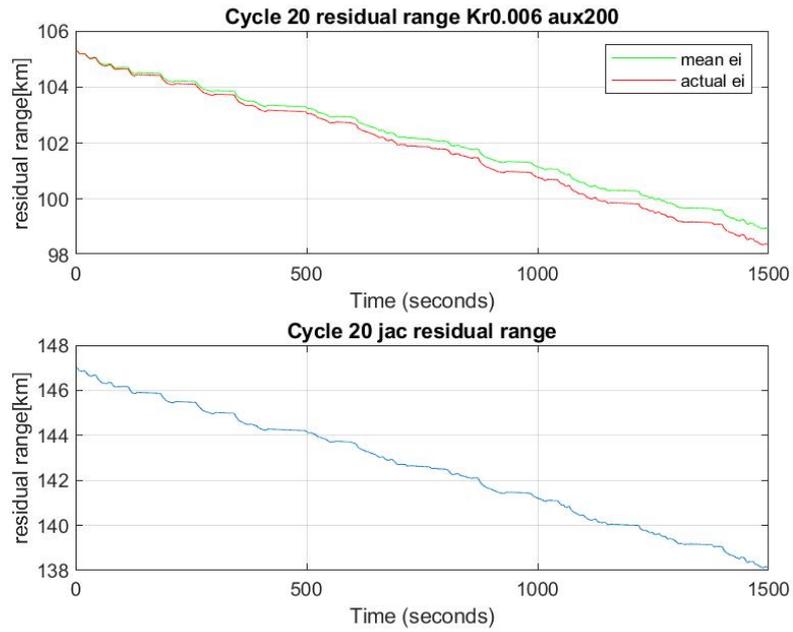


Figura 4.4: Residual Range Prima Stima - 2

Si riporta un esempio dei risultati ottenuti nelle figure 4.3 & 4.4.

Con la stima ottenuta dell'indice energetico, si è aggiornato il massimo range percorribile:

$$rr_{@100\%SoC} = 107 \text{ km}$$

Il parametro fornito da JAC, quindi, non è stato più tenuto in considerazione, data la forte sovrastima e la poca aderenza con i risultati forniti dal dataset analizzato.

4.3 Analisi di Sensitivity

Una corretta stima dello Stato di Carica è necessaria per un'accurata computazione del range residuo, come evidenziato dalla figura 1.1. Si è condotta un'analisi di *sensitivity* per valutare le diverse combinazioni dei valori relativi agli ausiliari (*aux*) e al coefficiente di rotolamento (K_r), al fine di trovare la coppia di valori che validasse il valore di SoC misurato dei cicli sperimentali. Si sono considerati due intervalli di variazione:

$$K_r = [0.002; 0.004; 0.006; 0.008; 0.010; 0.012; 0.014; 0.016];$$
$$aux = [130; 200; 250; 300; 350; 400; 450; 500]$$

Come coppia di primo tentativo si è assunto, considerando analisi svolte in precedenza sul veicolo in esame ([13]):

$$K_r = [0.006];$$
$$aux = [200].$$

L'analisi ha confermato la coppia del set di riferimento, in quanto aderisce bene ai dati elaborati dal segnale sperimentale dello stato di carica, particolarmente nei cicli con durata rilevante. Nelle figure (4.5 - 4.6 - 4.7 - 4.8) si riportano i risultati per i cicli sperimentali 15 e 20, a titolo di esempio per la totalità dei cicli nel dataset.

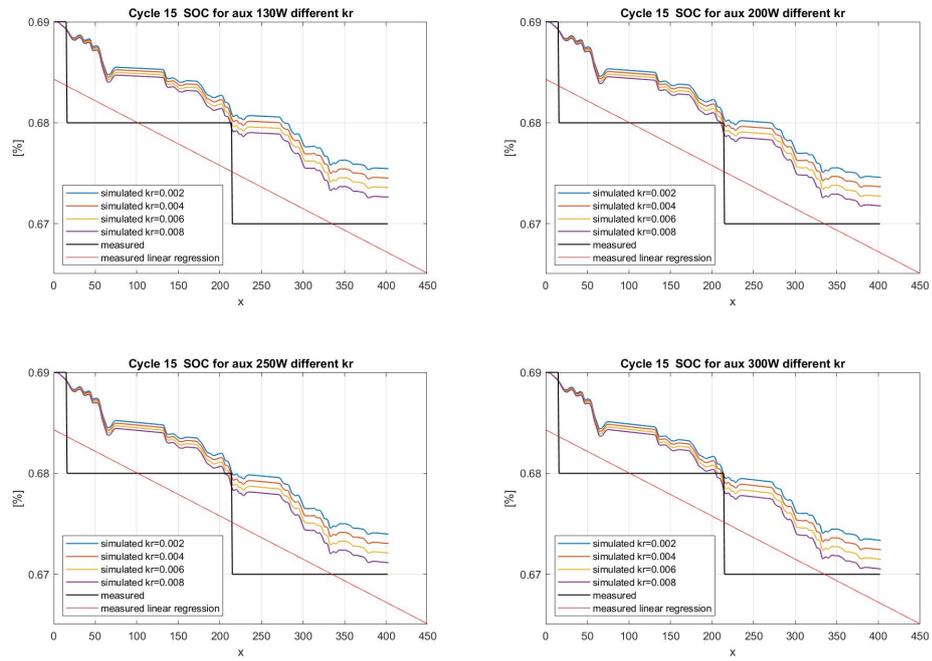


Figura 4.5: SoC per diversi valori di K_r e aux -1

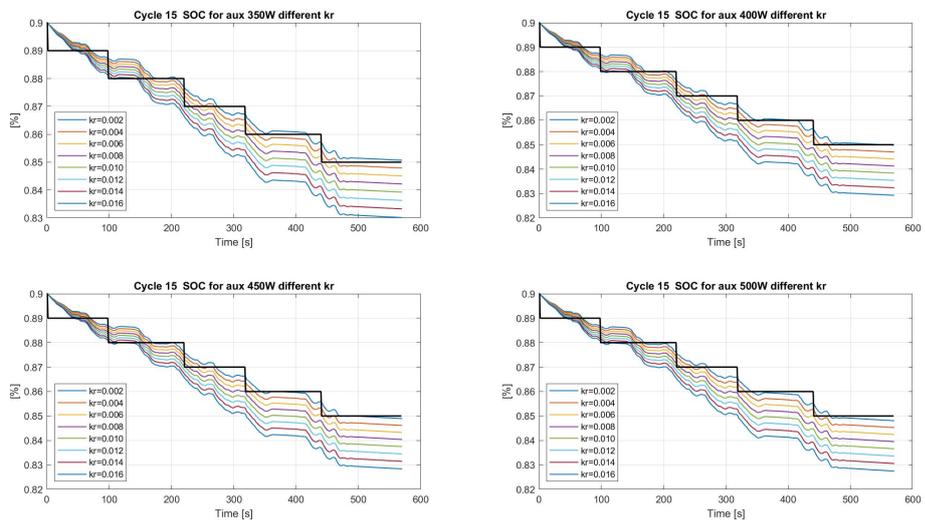


Figura 4.6: SoC per diversi valori di K_r e aux -2

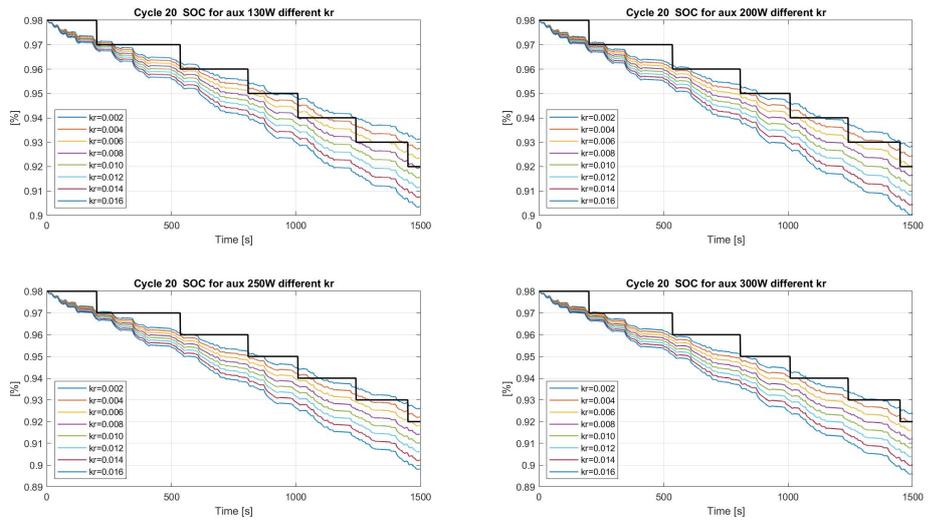


Figura 4.7: SoC per diversi valori di K_r e aux -3

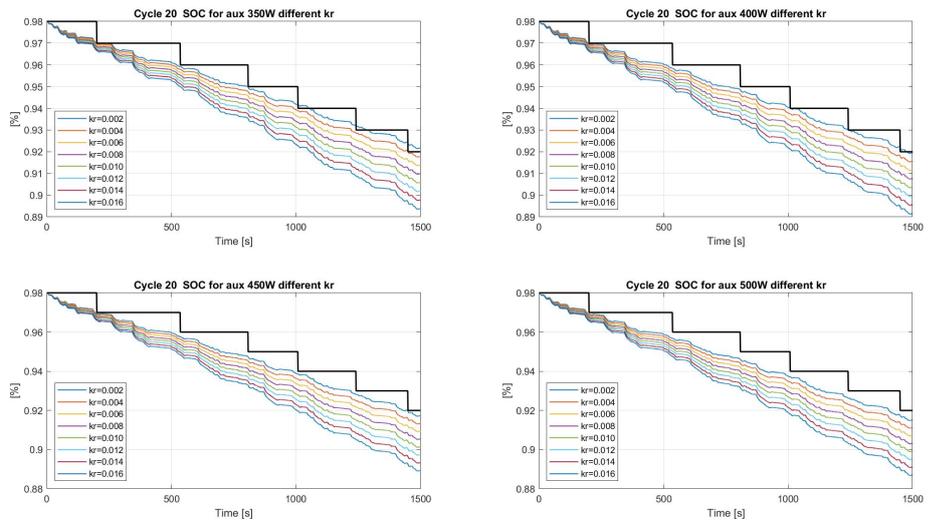


Figura 4.8: SoC per diversi valori di K_r e aux -4

4.4 Impatto Temperatura sul Residual Range

Per valutare l’impatto della temperatura del pacco batteria sui cicli sperimentali, si è assunta, in prima analisi, una temperatura media costante, scelta in modo casuale in tutto il campo di variabilità definito dalle condizioni in cui la batteria può operare ($-20^{\circ}\text{C};+40^{\circ}\text{C}$), lungo il ciclo, ovvero il parametro $\lambda_{t_{bp}}$ è fissato. Si è approfondita l’analisi considerando la temperatura media comunque fissata ma variabile in un range fissato, con uno step di discretizzazione pari a 2.5°C . In figura (4.9 & 4.10), a titolo di esempio, si riporta la variazione del residual range, per i cicli 15 e 20, tra i -10°C e i 27.5°C .

È da subito evidente come la temperatura del pacco batteria determini la capacità disponibile, quindi le performance del veicolo. Si è osservato che per una temperatura di esercizio del pacco batteria pari a 10°C , si ha una diminuzione di circa il 7% sulla capacità disponibile, ovvero sul range residuo. Se la temperatura di esercizio, invece, è nell’intorno dei 0°C , si ha il 15% in meno di capacità disponibile. I risultati, precedentemente ipotizzati tramite il parametro lambda, sono stati validati, tramite l’analisi dei cicli guida sperimentali. Si riportano i risultati ottenuti nella tabella 4.1.

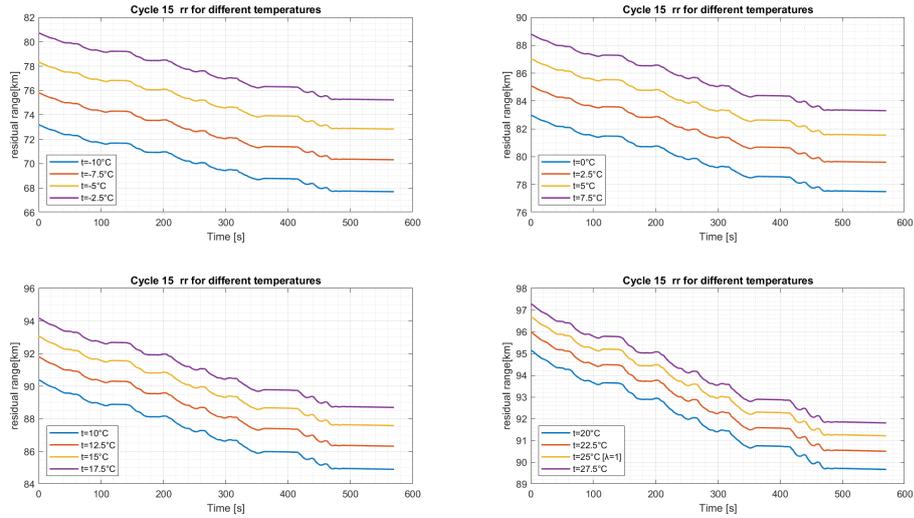


Figura 4.9: Residual Range for different $t_{bp} - 1$

Tabella 4.1: Residual Range con $t_{bp} = [25^\circ\text{C}, 10^\circ\text{C}, 0^\circ\text{C}]$

CICLI	$t_{bp}=25^\circ\text{C}$	$t_{bp} = 10^\circ\text{C}$	Δ [km]	$t_{bp} = 0^\circ\text{C}$	Δ [km]
1	76.7847	71.4485	-5.336	65.2005	-11.584
2	59.1595	54.8764	-4.283	49.8616	-9.298
3	93.5552	87.3062	-6.249	79.9895	-13.566
4	88.8531	82.8147	-6.038	75.7446	-13.108
5	101.136	94.1151	-7.021	85.894	-15.242
6	93.5107	86.6298	-6.881	78.5731	-14.938
7	84.9473	78.6982	-6.249	71.3815	-13.566
8	104.111	97.0901	-7.021	88.869	-15.242
9	96.6809	89.9403	-6.741	82.0481	-14.633
10	87.8543	81.5351	-6.319	74.1362	-13.718
11	86.5473	80.4387	-6.109	73.2864	-13.261
12	85.4682	79.3596	-6.109	72.2073	-13.261
13	97.7225	90.7011	-7.021	82.48	-15.242
14	60.0489	55.6254	-4.423	50.4462	-9.603
15	91.2159	84.8967	-6.319	77.4977	-13.718
16	99.1523	92.1309	-7.021	83.9098	-15.242
17	67.4865	62.0098	-5.477	55.5974	-11.889
18	90.8442	83.8228	-7.021	75.6018	-15.242
19	84.5198	78.6921	-5.828	71.8686	-12.651
20	98.9636	92.0826	-6.881	84.026	-14.938
21	79.985	74.5786	-5.406	68.2484	-11.737
22	88.2693	81.7394	-6.530	74.0938	-14.175
23	102.319	95.2973	-7.021	87.0762	-15.242
24	101.805	94.9242	-6.881	86.8676	-14.938
25	76.0182	70.3308	-5.687	63.6718	-12.346
26	75.6743	70.2678	-5.406	63.9376	-11.737
27	98.037	91.0156	-7.021	82.7946	-15.242
28	82.2528	76.4251	-5.828	69.6016	-12.651
29	96.3605	89.6902	-6.670	81.8802	-14.480
30	83.0159	77.0478	-5.968	70.0599	-12.956

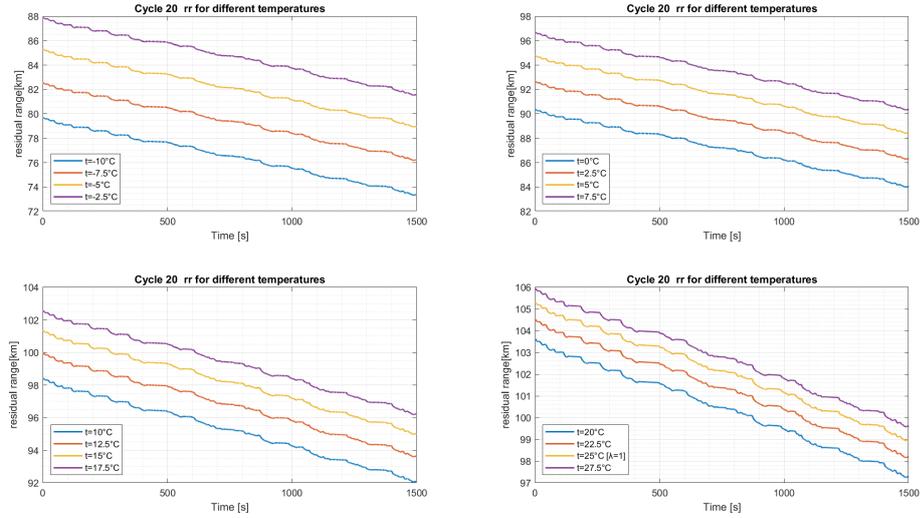


Figura 4.10: Residual Range for different t_{bp} – 2

4.5 Influenza Capacity Fading sul Residual Range

Il *submodel Simulink*, descritto nel sottoparagrafo 2.8.2 - fig. 2.17, fornisce, come output, i due parametri λ :

- λ_{SoH}
- $\lambda_{SoH@80\%DoD}$

Parimenti a quanto visto per la temperatura, i due fattori correttivi intervengono sulla Capacità disponibile:

$$\int I_{batt} = C_{disp} \cdot (1 - SOC) \quad (4.1)$$

$$C_{disp} = \lambda_{SoH} \cdot C_{batt} \quad (4.2)$$

Se si analizzasse il singolo ciclo guida, potrebbe sembrare che la decisione di limitare la capacità disponibile non sia vantaggiosa. Tuttavia, tale paragone sarebbe come confrontare il ciclo Diesel e il ciclo Otto a parità di rapporto di compressione (β), non avrebbe molto senso.

L'obiettivo, infatti, è confrontare i valori corrispondenti ai chilometri percorribili. Si è effettuata una prima stima in cui:

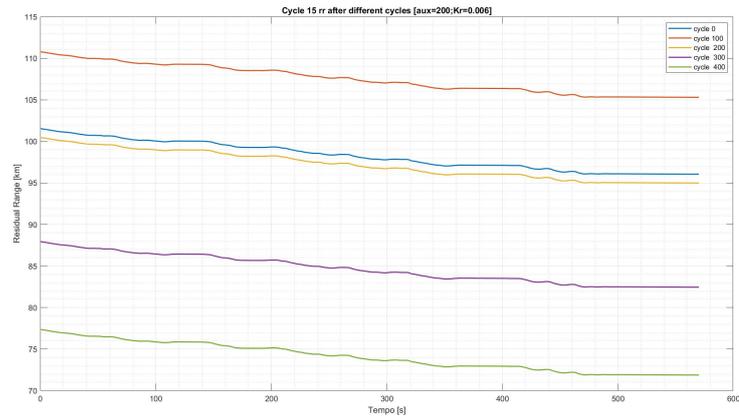


Figura 4.11: rr different life cycles @ 100%DoD - 1

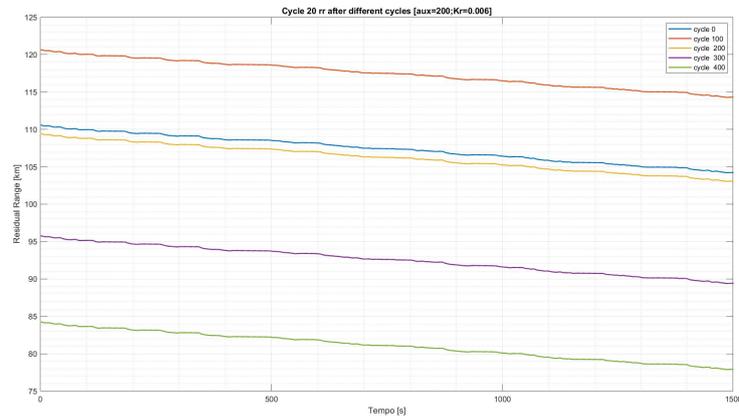


Figura 4.12: rr different life cycles @ 100%DoD - 2

1. Caso con 100% DoD, chilometraggio complessivo circa 43510 km;
2. Caso con 80% Dod, chilometraggio complessivo circa 48844 km.

Il risultato è in linea con quanto sopra ipotizzato. L'aumento in termini di longevità della batteria, a fronte di una riduzione del *range* disponibile per il singolo ciclo guida, rappresenta un vantaggio apprezzabile. Prima che si raggiunga il 64% della capacità nominale, infatti, si possono percorrere poco meno di 50.000 km. Il valore ottenuto è comparabile con quanto attualmente rappresenta lo stato dell'arte.

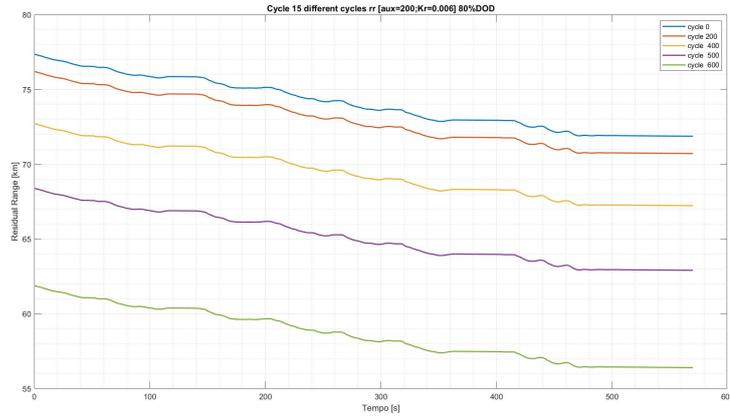


Figura 4.13: rr different life cycles @ 80%DoD - 1

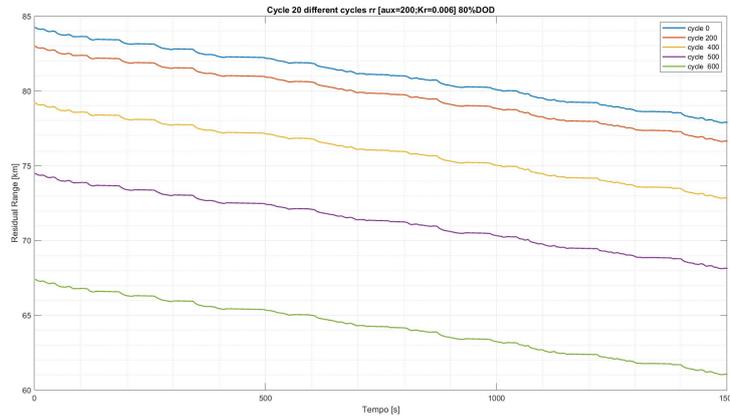


Figura 4.14: rr different life cycles @ 80%DoD - 2

4.6 Effetto della variazione di λ_{tot} sul range residuo

Nei paragrafi precedenti (4.4 & 4.5) si sono considerati gli effetti della temperatura sul *battery pack* e il fenomeno del *capacity fading* in modo non organico. Per avere una rappresentazione del reale comportamento del veicolo, si è poi valutato l'impatto di entrambi i fattori correttivi, condensati in un'unico parametro λ_{tot} :

$$C_{disp} = \lambda_{tbp} \cdot \lambda_{SoH} \cdot C_{batt} \quad (4.3)$$

In egual maniera, si è proceduto per la stima dello Stato di Carica:

$$SoC = SoC_0 - \frac{\int I_{batt} \cdot dt}{\lambda_{t_{bp}} \cdot \lambda_{SoH} \cdot C_{batt}} \quad (4.4)$$

Si sono considerati, comunque, due casi:

1. Depth of Discharge pari al 100% (400 cicli vita);
2. Depth of Discharge fissata all'80% (600 cicli vita).

Il fattore correttivo λ_{tot} è stato fatto variare per i trenta cicli di cui è composto il dataset. Per λ_{soh} e $\lambda_{soh@80DOD}$ si sono considerati i seguenti valori di riferimento:

1. $\lambda_{SoH}=[0 \ 200 \ 300 \ 400]$;
2. $\lambda_{SoH@80\%DOD}=[0 \ 200 \ 400 \ 600]$.

Invece, per $\lambda_{t_{bp}}$ si sono definiti tre intervalli in cui la temperatura è fatta variare, lungo il ciclo di velocità, in modo randomico nell'intorno di un valore di riferimento. Si è creata una curva che rappresenta la variazione continua di temperatura, tramite interpolazione *Piecewise Cubic Hermite Interpolating Polynomial* (pchip). Le tre temperature intermedie, intese come punto medio dell'intorno di interesse ($+/- 2.5^\circ\text{C}$), sono state:

1. 0°C ;
2. 15°C ;
3. 22.5°C ;

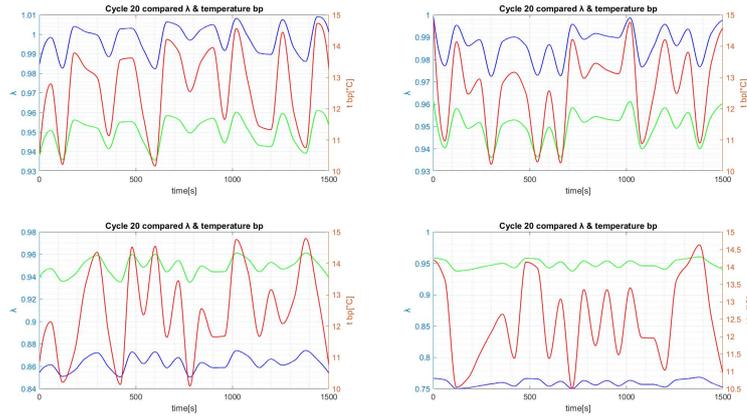


Figura 4.15: Variazione λ_{tot}

In figura (4.15), in rosso si ha il profilo di temperatura, in verde il valore di $\lambda_{t_{bp}}$ e in blu λ_{tot} . Si nota come lo *State of Health* impatti ancor più della temperatura su λ_{tot} . Infatti, a partire dal quadrante in alto a sinistra si ha un aumento dei cicli vita che subisce la batteria e, parimenti, una riduzione del parametro λ_{tot} .

Si è analizzata la variazione dello SoC e del *residual range* per i diversi valori assunti dal λ_{tot} . Dei due, il *range residuo* è maggiormente influenzato dalla fluttuazione dei fattori correttivi, ciò è dovuto alla variazione della capacità disponibile, cioè al *combustibile elettrico*, ovvero alla maggiore incidenza della carica consumata. Tali termini, infatti, intervengono direttamente nella computazione del residual range, a differenza di quanto avviene per lo SoC:

$$rr = (C_{disp} - \frac{EBV \cdot \int I_{batt} \cdot dt}{1000}) \cdot ei \quad [km] \quad (4.5)$$

Dove la capacità è espressa in [kWh]; l'indice energetico in [km/kWh] e l'EBV è rappresentato dall'equazione (2.35)

4.7 Consumi HVAC

Nel paragrafo seguente si riportano i risultati relativi all'attivazione del sistema HVAC (paragrafo 2.9), sia sullo Stato di Carica che sull'indice energetico, ovvero sul range residuo. Si è assegnata in modo randomico la t_{amb} , all'interno dell'intervallo di esercizio della batteria:

$$-20^{\circ}\text{C} \leq t_{amb} \leq 40^{\circ}\text{C}$$

E per rendere verosimile la simulazione, si è considerata una variazione di +/- 1.5°C.

Si può notare come l'accensione del sistema di condizionamento (dopo circa 60") porta ad un aumento dei consumi, ovvero ad una diminuzione dell'*energy index*. Ciò si traduce in una forte variazione del *range* residuo (fig. 4.17 & 4.19). Inoltre, a differenza di quanto fatto finora, nel computare il *range* residuo, non è più possibile utilizzare un indice energetico medio ma è d'uopo ricorrere all'*energy index* istantaneo, in tal modo si evidenzia efficacemente l'intervento sia dello stile di guida, rispetto al ciclo di riferimento, sia, e soprattutto, l'intervento del sistema di condizionamento. Con linea tratteggiata, si è riportato il profilo di velocità del veicolo in modo tale da chiarire i diversi fattori che intervengono nell'oscillazione dell'*ei*.

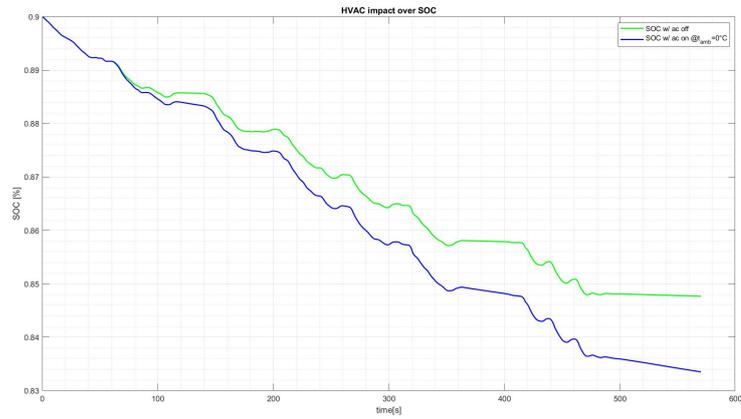
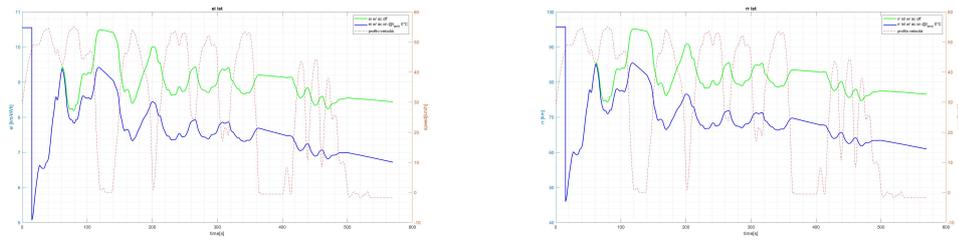


Figura 4.16: Effetto HVAC su SoC e rr @0°C - 1



(a) *ei w/ HVAC on @0°C*

(b) *rr w/ HVAC on @0°C*

Figura 4.17: Effetto HVAC su ei e rr @0°C - 1

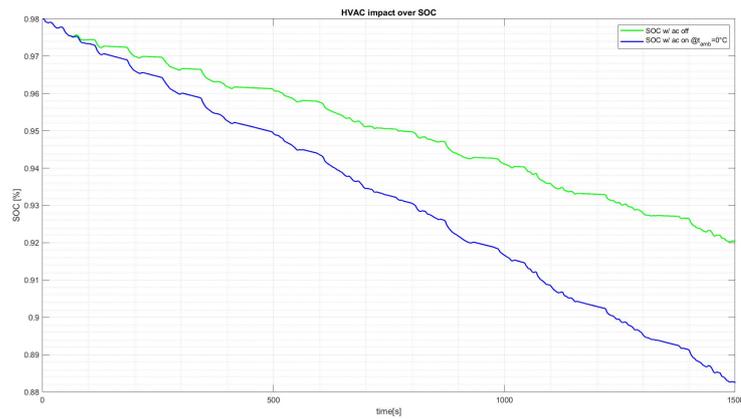


Figura 4.18: Effetto HVAC su SoC e rr @0°C - 2

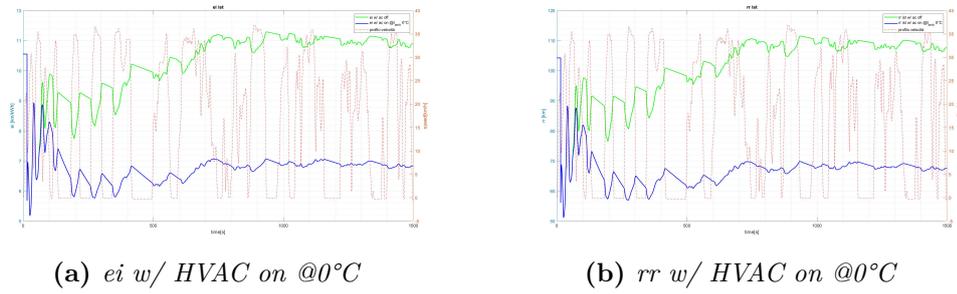
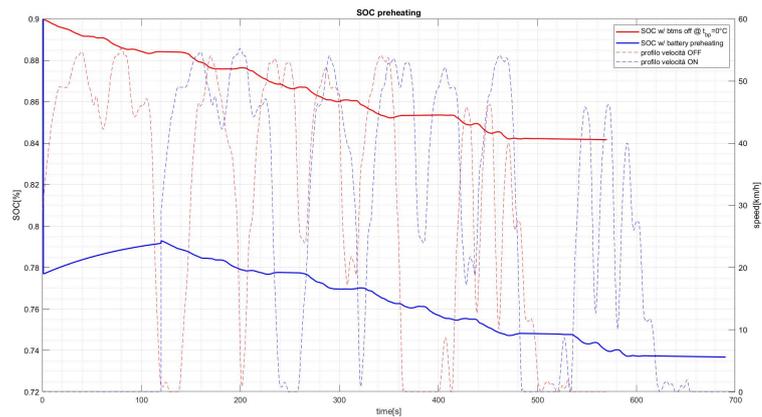


Figura 4.19: Effetto HVAC su ei e rr @0°C - 2

4.8 Consumi BTMS & Battery Preheating

Dopo aver analizzato l'incidenza della temperatura sul pacco batteria, ovvero sulla riduzione della capacità disponibile, è evidente la necessità di un sistema di controllo che tenga la batteria in temperatura, sia per evitare problematiche relative alla capacità disponibile, sia per prevenire fenomeni di *aging* prematuro del dispositivo. Si riportano i risultati relativi ai cicli sperimentali 15 e 20, per diversi scenari di temperatura d'esercizio per il pacco batteria, ottenuti tramite la computazione dei profili di velocità sperimentale, attraverso il submodel del paragrafo 2.10 (fig. 2.33)



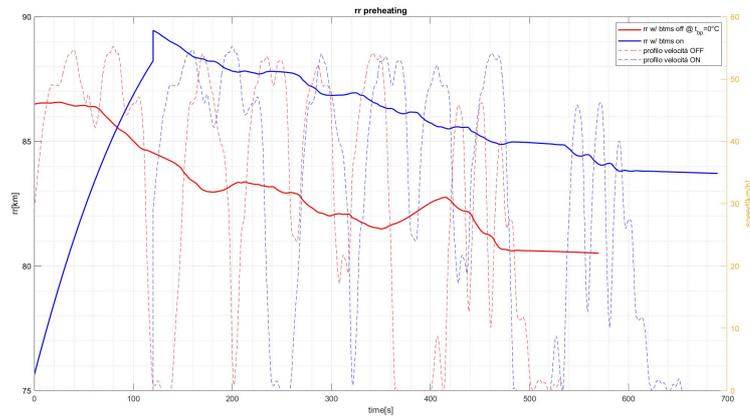


Figura 4.21: rr w/ BTMS on @0°C-1

Il diverso andamento del *residual range* rispetto allo SoC è dovuto alla capacità disponibile, su cui influisce il parametro correttivo $\lambda_{t_{bp}}$, tale termine interviene direttamente nel calcolo del residual range (eq.ni 2.39; 4.5).

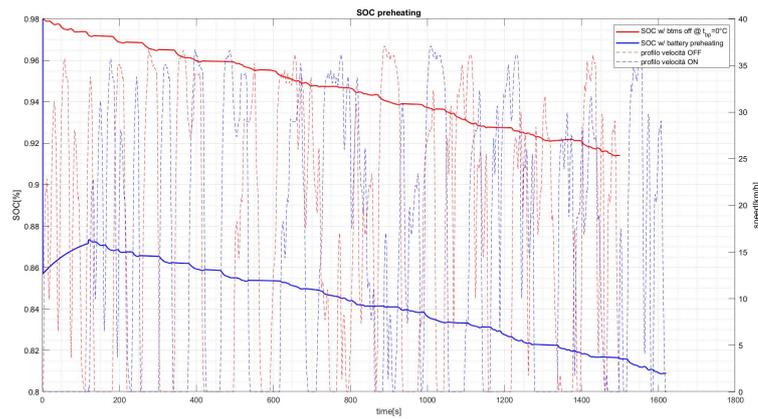


Figura 4.22: SoC w/ BTMS on @0°C-2

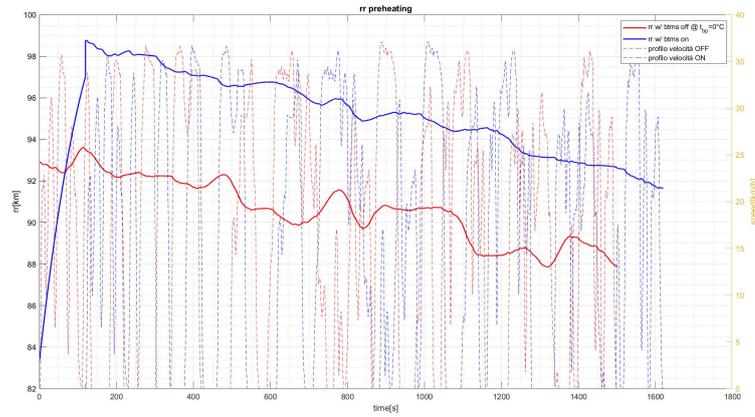


Figura 4.23: rr w/ BTMS on @0°C-2

La fase iniziale, in cui il veicolo è fermo ma la batteria aumenta la propria temperatura, comporta un aumento del parametro correttivo $\lambda_{t_{bp}}$, a cui è dovuto il tratto ascendente dopo il calo dovuto all'accensione del sistema.

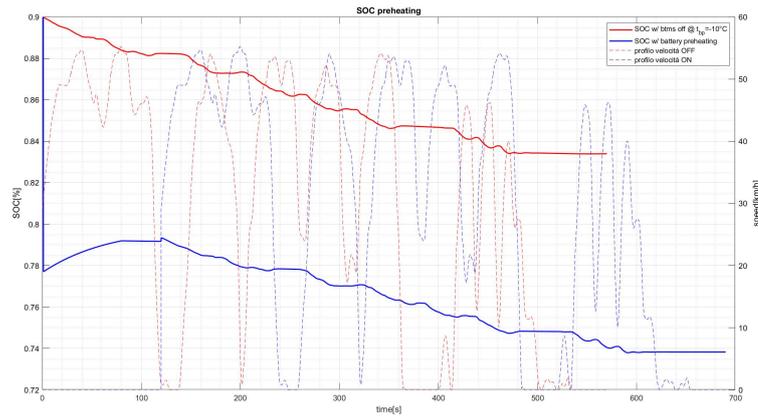


Figura 4.24: SoC w/ BTMS on @-10°C-1

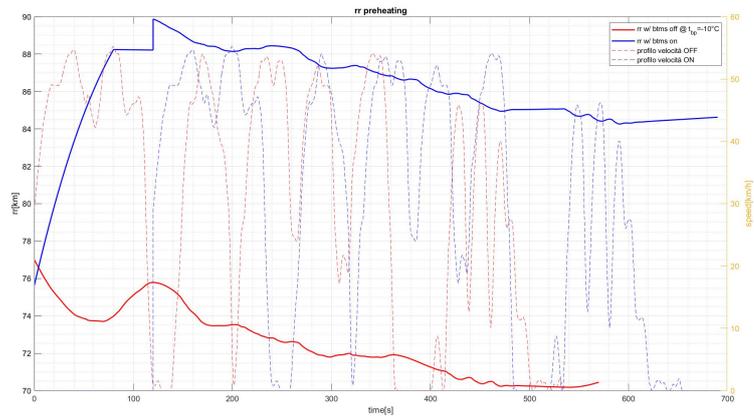


Figura 4.25: rr w/ BTMS on @-10°C-1

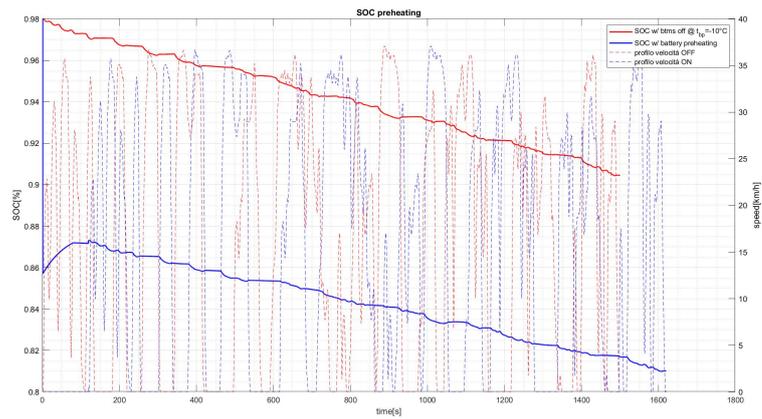


Figura 4.26: SoC w/ BTMS on @-10°C-2

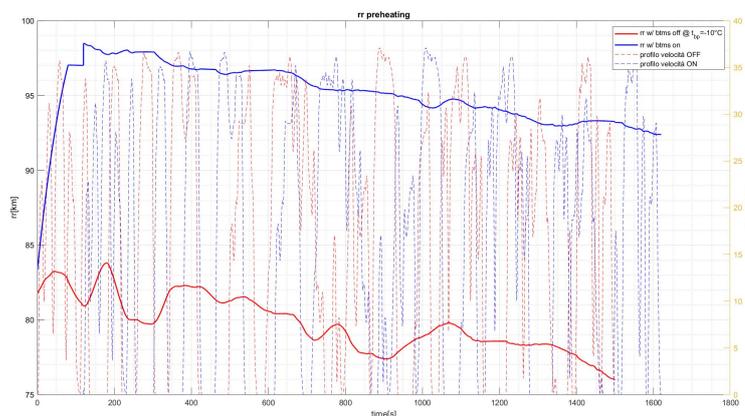


Figura 4.27: rr w/ BTMS on @-10°C-2

Dall’analisi dei grafici, si può comprendere come per temperature comprese tra gli 0°C e i 20°C non convenga effettuare il preriscaldamento della batteria. Lo scenario considerato come riferimento, infatti, rappresenta il peggior caso possibile, in cui la batteria non riesce ad aumentare la propria temperatura per problematiche generiche (i.e. richiesta di corrente non sufficiente, stile di guida eccessivamente aggressivo e similari). Per scenari di temperatura più rigidi (e.g. $t_{amb} = -10^{\circ}\text{C}$), non si può prescindere dall’effettuare il preriscaldamento della batteria. Nell’analisi effettuata, non si è considerato l’aumento della resistenza interna con la diminuzione della temperatura.

4.9 Valutazione Conducente

Data la sempre maggior incidenza del fenomeno CaaS (Car as a Service), si è deciso di introdurre una valutazione della guida durante il singolo tragitto. Infatti, se l’auto non è più una proprietà ma un servizio, si hanno diversi utenti per lo stesso veicolo. Con l’introduzione di una valutazione, si innesca un meccanismo di competitività che, se associato a tecniche di *rewarding* (e.g. minutaggio gratuito per servizi di *car sharing*), può indurre un miglioramento nello stile di guida, il quale comporta consumi minori, minor stress per la batteria e, a lungo termine, un aumento in termini di longevità per il veicolo. Noti gli attuali costi per le batterie, tale strategia appare vincente, data anche la semplicità di computazione richiesta per l’implementazione. Si è, quindi, creata una semplice *Graphic User Interface* (fig. 4.28 & 4.29) in cui, al termine di ogni missione, si dà un quadro consuntivo del tragitto, in cui sono riportati:

- Il consumo medio attuale;

- La distanza percorsa;

- Il tempo impiegato;

- Il punteggio attribuito al conducente.

L'energy index, difatti, tiene conto di diversi fattori come lo stile di guida (i.e. richieste in termini di corrente) e del carico degli ausiliari (in particolar modo importante l'impatto dovuto al condizionamento e al BTMS).

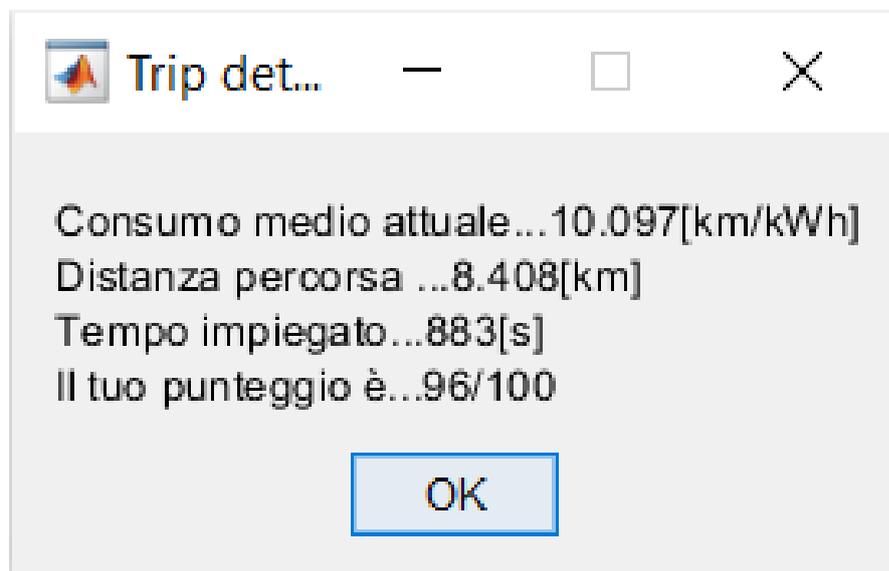


Figura 4.28: Driver GUI - Example 1

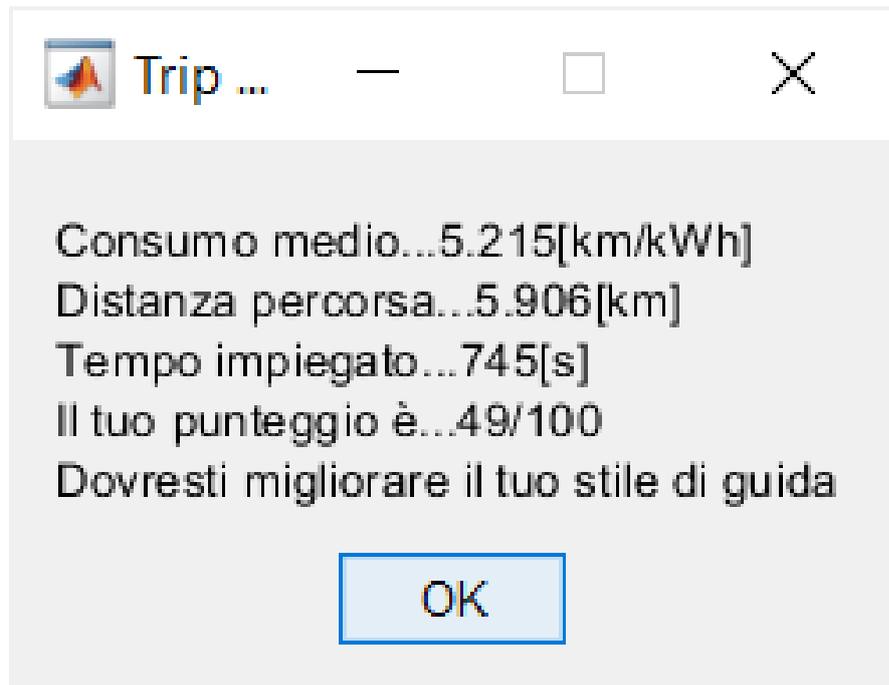


Figura 4.29: Driver GUI - Example 2

Il punteggio è attribuito come rapporto in termini percentuali tra l'energy index del ciclo di riferimento e il consumo lungo il viaggio appena concluso. La soglia minima è impostata a 70/100, nel caso in cui l'aria condizionata sia spenta, mentre, considerati i consumi maggiori, si è settata a 60/100 nel caso contrario. Nel caso in cui si superi il valore di riferimento, si aggiorna lo stesso con l'energy index maggiore. In un'ottica di *rewarding*, si potrebbe omettere l'ultimo passaggio o prevedere un reset programmato al valore di riferimento iniziale per evitare che il meccanismo si complichino in modo eccessivo e, quindi, ridurne l'efficacia. È importante sottolineare, inoltre, che per temperature oltre i 35°C o inferiori ai 5°C, nessun ciclo del dataset è riuscito ad ottenere una valutazione positiva, dato l'impatto incredibile dovuto al sistema di condizionamento.

5. Proposta di un ciclo omologativo

Con l'intento di suggerire un ciclo guida di riferimento, i vari profili sperimentali di velocità sono stati filtrati e poi analizzati. L'obiettivo è definire l'indice energetico su un ciclo che sia aderente alle reali possibilità del veicolo e fornire una stima del chilometraggio complessivo in due scenari di temperatura. Il ciclo di riferimento ha l'obiettivo di essere rappresentativo dei cicli guida, pertanto nella tabella 5.1 sono riportate le quantità medie dei cicli relative alle grandezze di interesse e, per confronto, le medesime quantità del ciclo proposto.

Tabella 5.1: Valori medi e ciclo di riferimento

Valori	Quantità medie cicli	Ciclo proposto
Velocità media [km/h]	26,9 km/h	26 km/h
Velocità massima [km/h]	51 km/h	51 km/h
Accelerazione media [m/s ²]	0.255 m/s ²	0.351 m/s ²
Accelerazione massima [m/s ²]	1.853 m/s ²	1.759 m/s ²
Decelerazione media [m/s ²]	-0.473 m/s ²	-0.414 m/s ²
Decelerazione massima [m/s ²]	-1.7 m/s ²	-2.1 m/s ²
Durata [s]	1013 s	1607 s
Distanza [m]	7314 m	8827 m
% tempo fermo	12%	4%

Si riporta il profilo di velocità e della coppia motrice del ciclo proposto (fig. 5.1). Nella prima parte del ciclo si hanno velocità basse, per poi passare ad una parte mista, con forti accelerazioni ed una guida abbastanza nervosa, per concludere con una zona che oscilla nell'intorno della velocità massima.

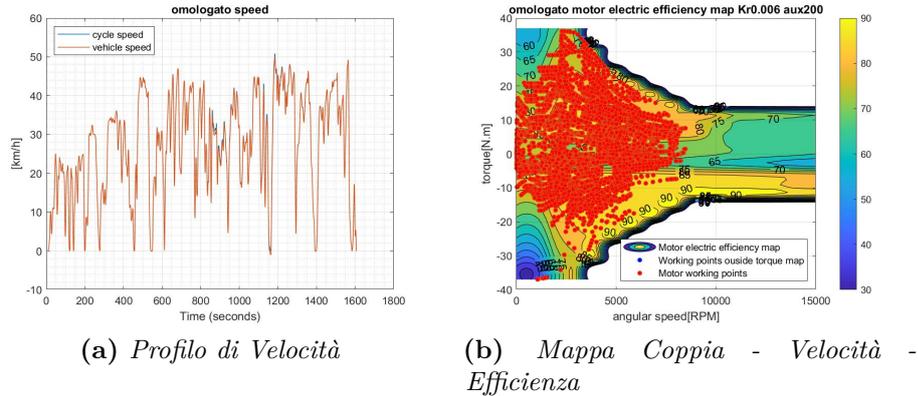


Figura 5.1: Ciclo Omologativo

Si vuole definire la distanza complessiva, del ciclo proposto, in due scenari di temperatura, per tener conto della variabilità di $\lambda_{t_{bp}}$:

1. Tra -1.5°C e $+1.5^{\circ}\text{C}$;
2. Tra 22°C e 25°C .

A cui corrispondono i seguenti intervalli del parametro $\lambda_{t_{bp}}$:

1. $0.8443 < \lambda_{t_{bp}} < 0.8714$;
2. $0.991 < \lambda_{t_{bp}} < 1$.

A differenza di quanto considerato in precedenza (paragrafo 4.5), λ_{soh} è stato valutato puntualmente, ciclo vita per ciclo vita, nel range:

$$0.8 < \lambda_{soh} < 1.$$

Dove il limite inferiore $\lambda_{soh} = 0.8$ rappresenta il fine vita della batteria, mentre il limite superiore $\lambda_{t_{soh}} = 1$ è il valore identificativo della batteria nuova.

I risultati ottenuti per i quattro diversi scenari sono riportati nella tabella 5.2.

Tabella 5.2: Chilometraggio Complessivo per diversi scenari di temperatura

DoD & °C Prova	Km calcolati
@100% DoD -1.5/+1.5 °C	30872 km
@100% DoD 22/25 °C	40800 km
@80% DoD -1.5/+1.5 °C	39712 km
@80% DoD 22/25 °C	46019 km

A conferma di quanto precedentemente ipotizzato, la scelta di utilizzare la batteria con una profondità di scarica pari all'80% della sua capacità comporta diversi effetti benefici:

- Riduzione del range disponibile **meno marcata** rispetto ad una continua scarica completa della batteria (fig. 5.3 & 5.4);
- Maggiore range complessivo, valutato sull'intera vita della batteria.

Il maggior svantaggio, senza ombra di dubbio alcuno, è il probabile aumento di *range anxiety* da parte dell'utente. In realtà, si deve intendere l'80% di profondità di scarica non come soglia invalicabile ma come range *consigliato*, dopo il quale si va *in riserva* e, proprio come le normali auto, è bene non procedere oltre.

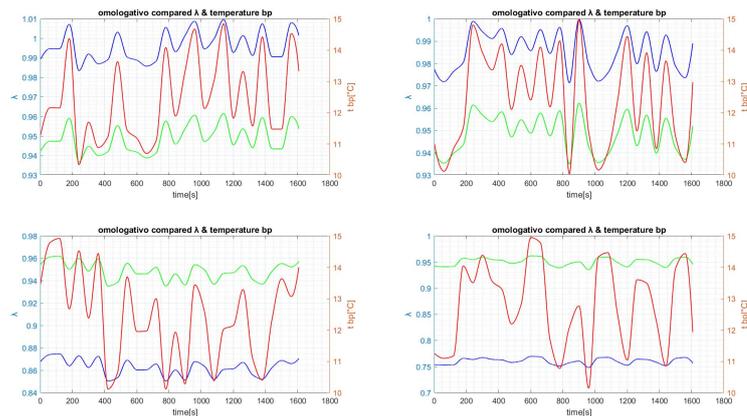


Figura 5.2: Variazione λ_{tot}

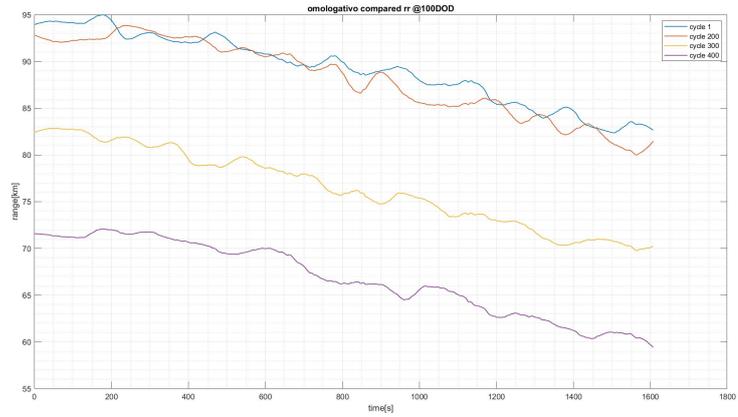


Figura 5.3: rr per diversi SoH @100DoD

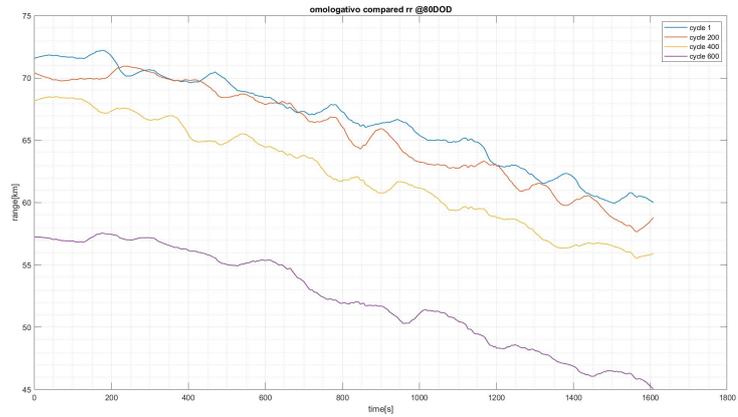


Figura 5.4: rr per diversi SoH @80DoD

Si è, poi, condotta la analisi relativa all'incidenza relativa ai consumi del sistema HVAC, fatta finora sui cicli sperimentali, sul ciclo di riferimento, per ottenere una stima in tre finestre di temperatura. I risultati sono riassunti nella tabella 5.3.

Tabella 5.3: Incidenza HVAC su rr

Temperatura Ambiente	Δrr	PTC
$-1.5^{\circ}\text{C} < t_{amb} < 1.5^{\circ}\text{C}$	-33%	ON
$8.5^{\circ}\text{C} < t_{amb} < 11.5^{\circ}\text{C}$	-20%	OFF
$28.5^{\circ}\text{C} < t_{amb} < 31.5^{\circ}\text{C}$	-31%	OFF

É evidente l'impatto importante dovuto all'attivazione delle resistenze a cartuccia autoregolante, che contengono un componente ceramico (PTC), per temperature rigide.

6. Ambiente Militare

Nell'ultimo decennio, il forte interesse per i veicoli ibridi ed elettrici ha invaso anche l'ambiente militare. L'MTU (gruppo *Rolls Royce*), ad esempio, da anni ha introdotto all'interno del proprio *portfolio* la possibilità di avere la versione ibrida delle diverse motorizzazioni proposte, sia per veicoli *leggeri* (sempre dal punto di vista militare) che per dimensioni più importanti (e.g. veicoli per esplorazione/-carri). Nello specifico si tratta di motorizzazioni diesel con una forte componente elettrificata che permette di raggiungere importanti picchi di coppia e di potenza, oltre alla possibilità di poter muovere in puro elettrico. Quest'ultima capacità rappresenta non solo un'importante *cut off* delle emissioni ma anche un notevole vantaggio tattico. Come è noto, il motore elettrico riduce anche l'inquinamento sonoro che, in determinati scenari, è di vitale importanza e può determinare la positiva riuscita delle operazioni. Tuttavia, vi sono ancora numerose difficoltà da superare per favorire la diffusione di mezzi con *powertrain* ibridi nei teatri operativi. I veicoli militari, infatti, hanno dei requisiti per l'impiego fuori area, differenti dai corrispettivi commerciali, come il superamento di pendenze fino al 60% o la possibilità di essere utilizzati al massimo della performance nei più disparati ambienti. Si dovrebbe, ulteriormente, immaginare che in teatro operativo non ci sono tutte le *facilities* necessarie per la ricarica e potrebbe essere complicato installarle. In ambito logistico nazionale, ciononostante, l'elettrificazione di mezzi pesanti porterebbe ad una riduzione dei consumi (riferimento) e, quindi, ad un importante *benefit* per l'AD. In ambito nazionale, è già in sviluppo il progetto *Caserme Verdi*, una grande opera di ringiovanimento del parco infrastrutturale di proprietà dell'Esercito, tra i cui obiettivi vi sono la riduzione dell'impatto ambientale e dei costi dovuti al trasporto delle truppe. Nell'ottica di ridurre il *footprint*, l'elettrificazione di parte del parco mezzi sarebbe un importante passo in avanti, oltre all'introduzione di stazioni di ricarica all'interno delle caserme che, in casi specifici, possono essere aperte al pubblico per la ricarica della propria autovettura. Il progetto, infatti, prevede l'ingresso ai cittadini per usufruire dei diversi servizi (asilo, centro sportivo e similari). In tal modo, l'Esercito aiuterebbe l'amministrazione locale con il gravoso problema dell'aumento di stazioni di ricarica, in un'ottica di proficua collaborazione. È evidente, quindi, come la scelta di introdurre *powertrain* elettrici

non sia più rinviabile, dati i diversi vantaggi e la possibilità di essere d'esempio ad altri paesi, attualmente restii a compiere questo passo. Il lavoro di tesi presentato indica i limiti e le difficoltà attualmente in essere e, quindi, il difficile impiego di un powertrain completamente elettrico in ambito tattico ma, al contempo, della possibilità, in ambito nazionale, di unire una riduzione dei costi ad una riduzione dell'impatto, in termini di emissioni, per il movimento di truppe, sia in ambito lavorativo che privato.

7. Conclusioni e Sviluppi futuri

Dalle analisi condotte, si possono formulare alcune osservazioni conclusive. Riprendendo il diagramma a torta della figura 1.1, sono stati disaminati gli aspetti relativi allo SoC, agli effetti della temperatura ambiente e, in modo parziale, al guidatore e alla tipologia di percorso, attraverso rispettivamente l'*energy index* e i cicli guida sperimentali. Vi è, comunque, la necessità di approfondire ulteriormente tali aspetti e di integrare la computazione del *residual range* con la quota dovuta al traffico. La naturale prosecuzione di quanto effettuato è, appunto, in tale direzione. Inoltre, è evidente la necessità di curare l'infrastruttura, a sostegno della diffusione dei veicoli elettrici, ovvero l'urgenza di fornire un numero adeguato di stazioni di ricarica. In tal modo, si può demandare il carico che grava sulla batteria per il condizionamento del veicolo (*comfort utente*) o il preriscaldamento della batteria stessa (*performance veicolo*) sulla rete elettrica ed evitare, quindi, una riduzione della capacità disponibile. In tal modo, inoltre, si apre un nuovo scenario da approfondire riguardo l'influenza del tipo di ricarica sul *capacity fading* e sull'invecchiamento della batteria e, quindi, sul range disponibile nel tempo e sul chilometraggio complessivo di un veicolo elettrico. Ulteriormente, si deve creare una consapevolezza, lato utente, che i veicoli elettrici hanno un comportamento differente rispetto alle automobili *comuni*, seppur impiegate per lo stesso scopo. L'utente deve essere conscio della maggior manutenzione ordinaria, intesa come il mantenimento della massima efficienza. In coerenza con quanto ipotizzato, il sistema di condizionamento rappresenta la maggior quota di energia consumata dagli ausiliari. Data l'importanza rilevante, tale aspetto va ulteriormente approfondito, anche da un punto di vista ambientale, ovvero valutarne il *Life Cycle Assessment (LCA)* per la differenza con i sistemi attualmente in uso su veicoli tradizionali. Si dovrebbe valutare anche l'impatto, laddove il sistema ne sia capace, di azioni come *demisting e defrosting* [38], le quali richiedono un *surplus* di energia. D'inverno, infatti, si potrebbe creare una patina di ghiaccio sia sui finestrini che sul parabrezza, il quale potrebbe essere d'intralcio ad una guida sicura e, pertanto, l'utente dovrebbe essere capace di rimuoverla tramite il sistema di condizionamento (*defrosting*). Parimenti, il parabrezza e i finestrini potrebbero essere appannati e, quindi, si richiederebbe al sistema di condizionamento un'azione di *demisting*.

Sarebbe utile approfondire l'impatto di tali azioni sulla capacità residua della batteria ed effettuare un paragone con il caso in cui il condizionamento dell'abitacolo sia effettuato tramite energia ricavata dalla stazione di ricarica. Anche il BTMS ha un forte impatto sulla capacità disponibile e sui consumi, si deve approfondire la variazione della resistenza con la temperatura ed eventualmente proporre un protocollo nel caso in cui il veicolo sia connesso alla rete elettrica. La cifra di tale elaborato è nella valutazione del guidatore, con essa si vuole segnare la strada su cui proseguire. Si esprime la necessità di effettuare una valutazione poliedrica di un problema estremamente complesso, il quale non è relegabile ad una singola area di studio. Nell'accettare il passaggio verso le auto elettriche, l'ingegneria deve analizzare in modo critico i punti deboli di tale tecnologia e opporvi rimedi efficaci o, quantomeno, creare una coscienza comune ed evitare che la cura sia peggio del male, perché potrebbero non esserci seconde opportunità.

8. Appendice

8.1 Risultati Residual Range w/ HVAC on

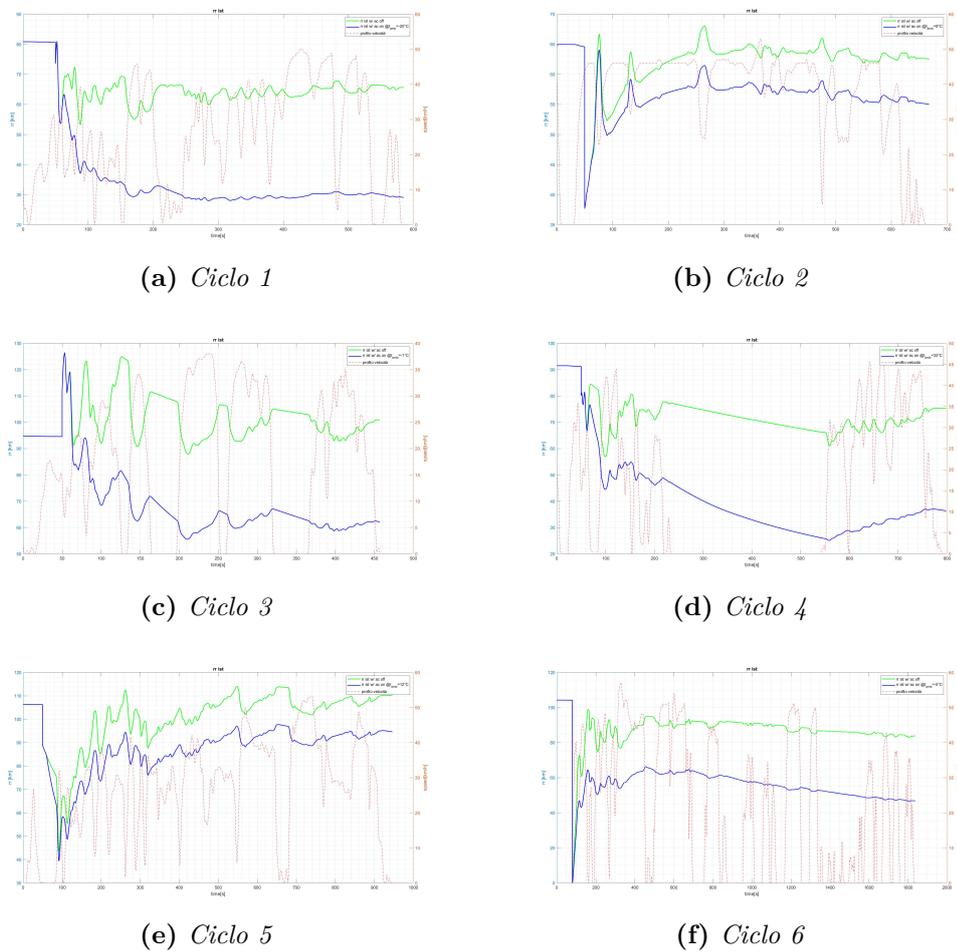
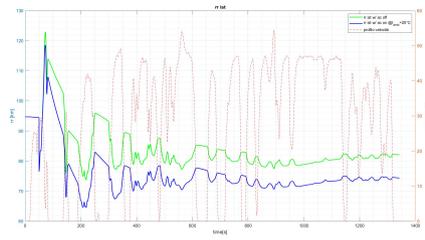
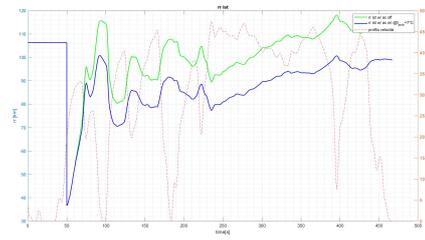


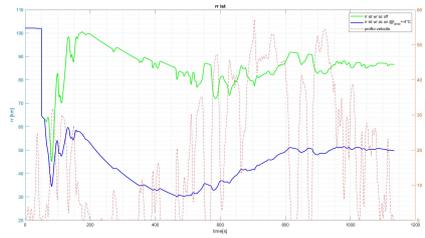
Figura 8.1: Residual Range w/ HVAC on @ diff t_{amb} - Cicli da 1 a 6



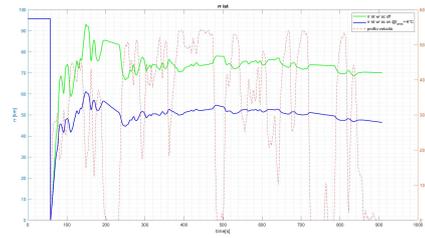
(a) *Ciclo 7*



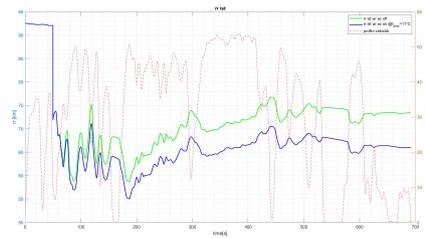
(b) *Ciclo 8*



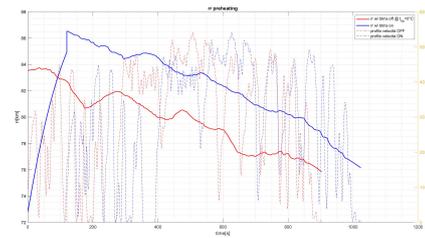
(c) *Ciclo 9*



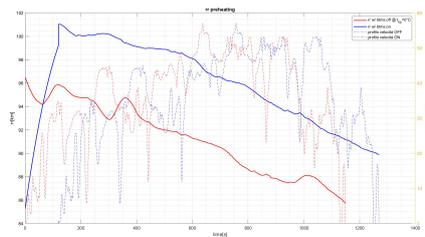
(d) *Ciclo 10*



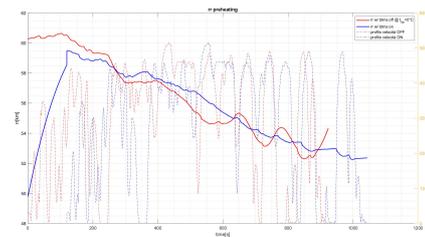
(e) *Ciclo 11*



(f) *Ciclo 12*

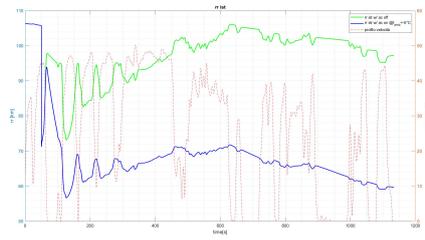


(g) *Ciclo 13*

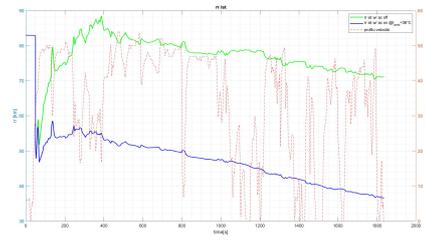


(h) *Ciclo 14*

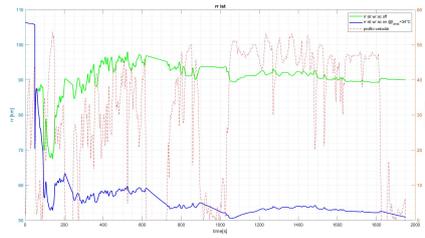
Figura 8.2: Residual Range w/ HVAC on @ diff t_{amb} - Cicli da 7 a 14



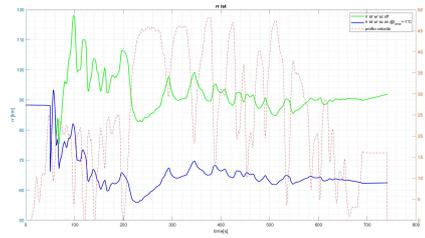
(a) *Ciclo 16*



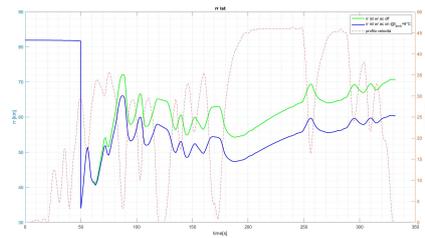
(b) *Ciclo 17*



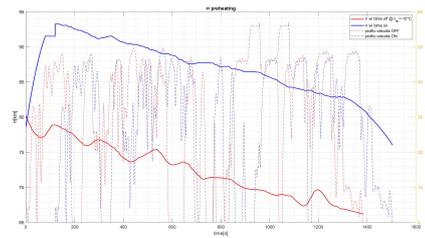
(c) *Ciclo 18*



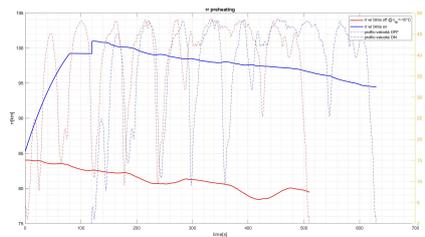
(d) *Ciclo 19*



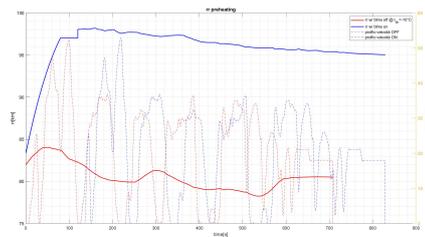
(e) *Ciclo 21*



(f) *Ciclo 22*

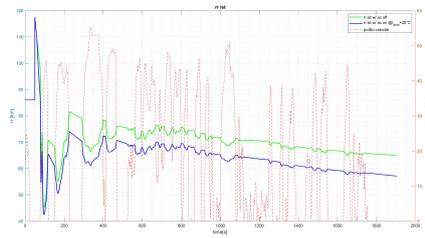


(g) *Ciclo 23*

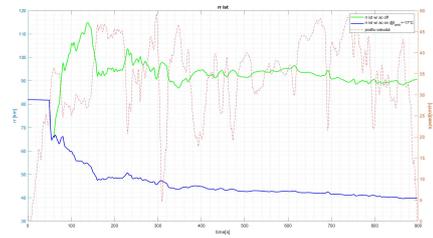


(h) *Ciclo 24*

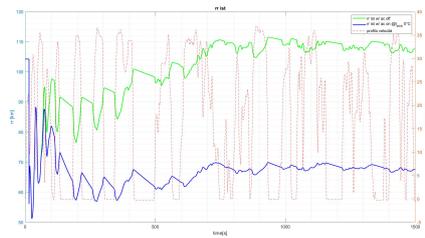
Figura 8.3: Residual Range w/ HVAC on @ diff t_{amb} - Cicli da 16 a 24



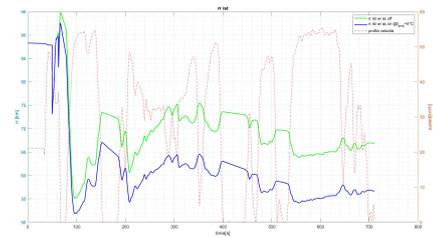
(a) *Ciclo 25*



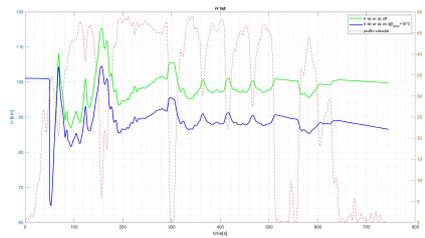
(b) *Ciclo 26*



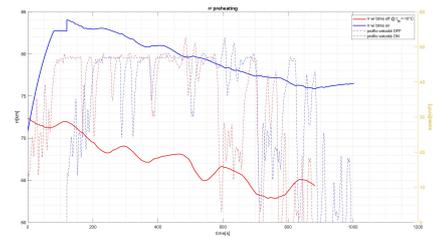
(c) *Ciclo 27*



(d) *Ciclo 28*



(e) *Ciclo 29*

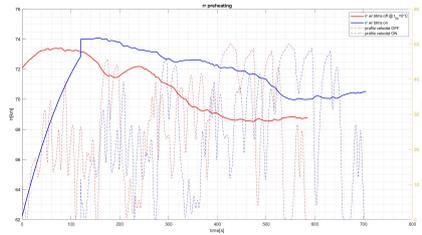


(f) *Ciclo 30*

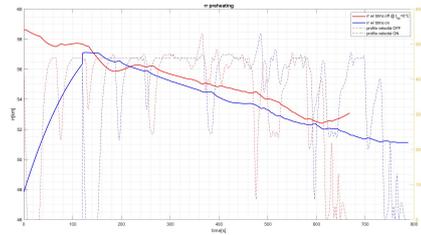
Figura 8.4: Residual Range w/ HVAC on @ diff t_{amb} - Cicli da 25 a 30

8.2 Residual Range w/ battery preheating

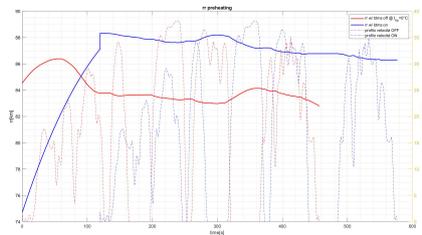
8.2.1 $T_{amb} = 0^{\circ}\text{C}$



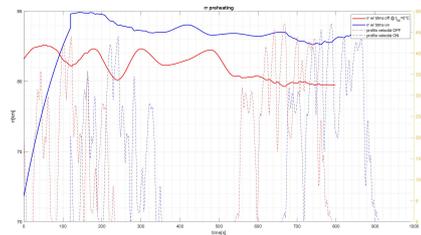
(a) *Ciclo 1*



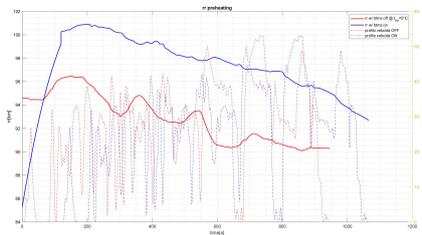
(b) *Ciclo 2*



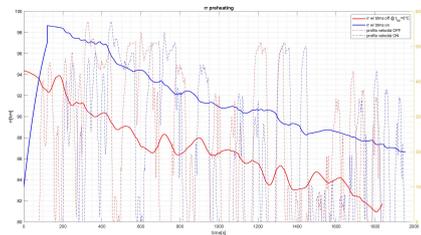
(c) *Ciclo 3*



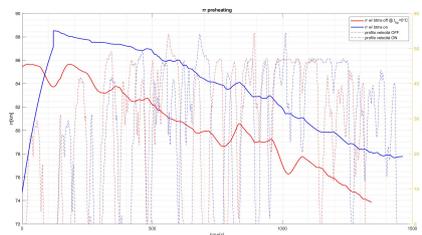
(d) *Ciclo 4*



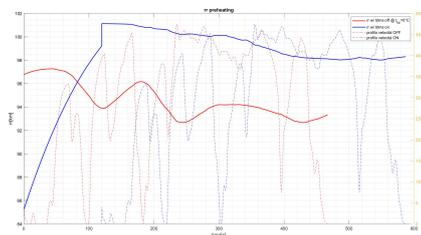
(e) *Ciclo 5*



(f) *Ciclo 6*

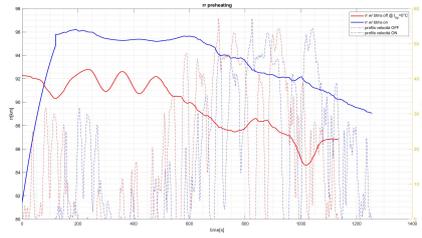


(g) *Ciclo 7*

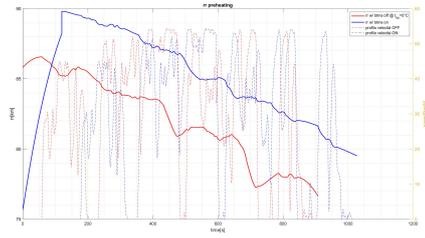


(h) *Ciclo 8*

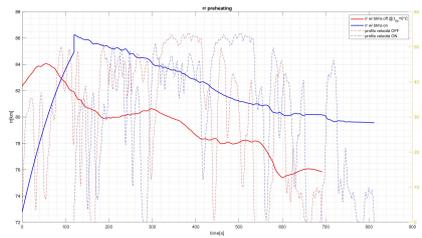
Figura 8.5: Residual Range w/ battery preheating @ 0°C - Cicli da 1 a 8



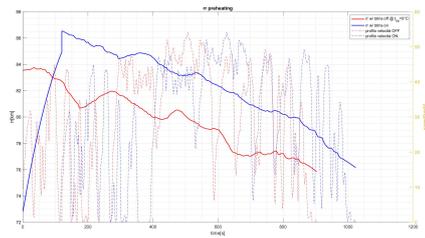
(a) *Ciclo 9*



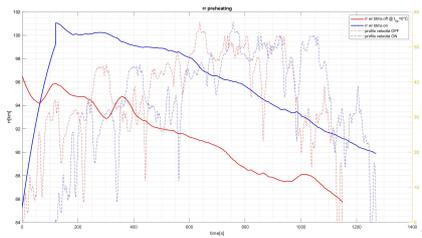
(b) *Ciclo 10*



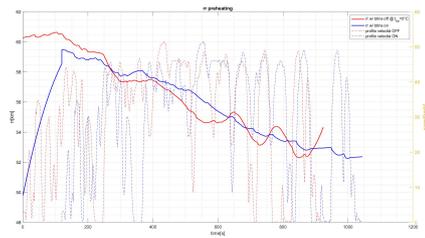
(c) *Ciclo 11*



(d) *Ciclo 12*



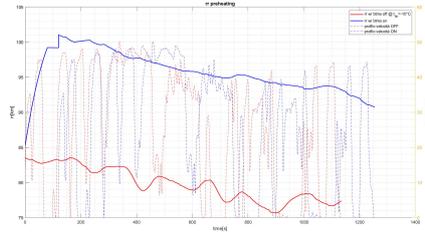
(e) *Ciclo 13*



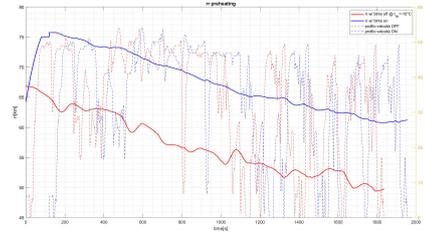
(f) *Ciclo 14*

Figura 8.6: Residual Range w/ battery preheating @0°C - Cicli da 9 a 14

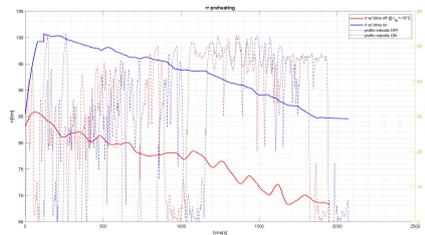
8.2.2 $T_{amb} = -10^{\circ}\text{C}$



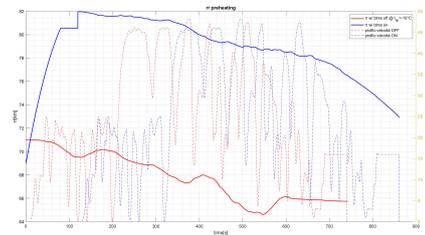
(a) *Ciclo 16*



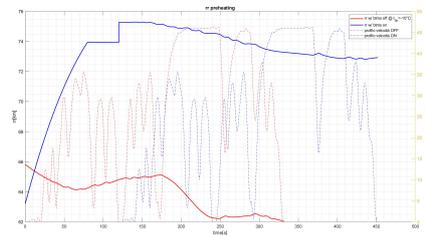
(b) *Ciclo 17*



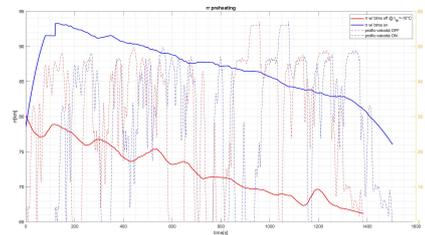
(c) *Ciclo 18*



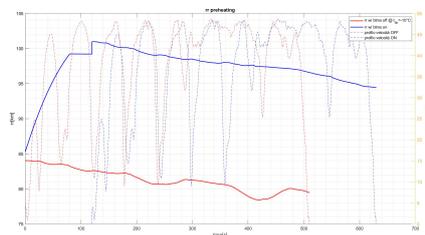
(d) *Ciclo 19*



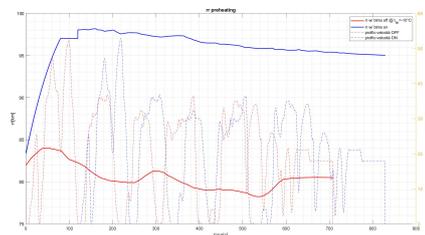
(e) *Ciclo 21*



(f) *Ciclo 22*

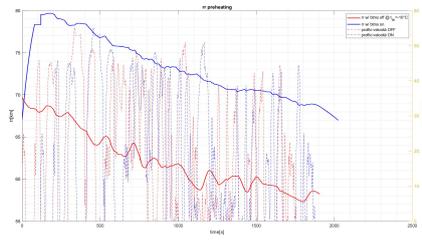


(g) *Ciclo 23*

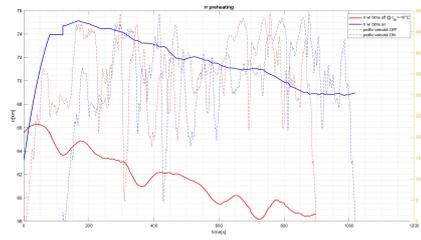


(h) *Ciclo 24*

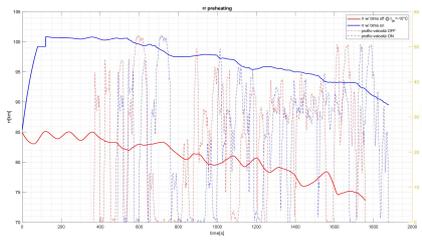
Figura 8.7: Residual Range w/ battery preheating @ -10°C - Cicli da 16 a 24



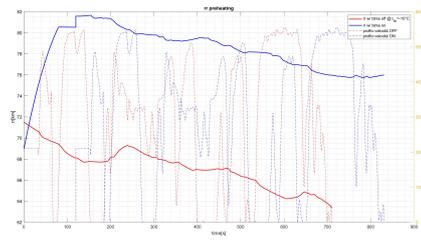
(a) *Ciclo 25*



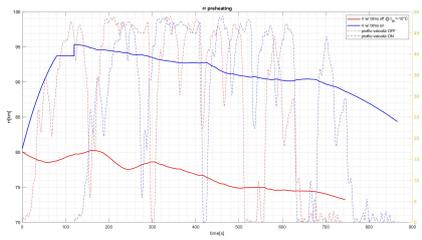
(b) *Ciclo 26*



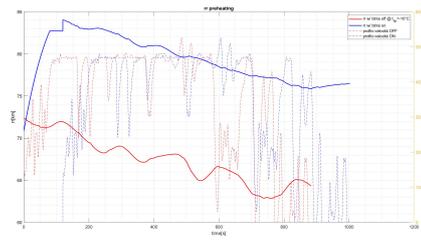
(c) *Ciclo 27*



(d) *Ciclo 28*



(e) *Ciclo 29*



(f) *Ciclo 30*

Figura 8.8: Residual Range w/ battery preheating @-10°C - Cicli da 25 a 30

9. References

1. <https://cordis.europa.eu/project/id/769944/reporting/it>;
2. <https://ec.europa.eu/inea/en/horizon-2020/projects/h2020-transport/green-vehicles/steve>;
3. Bogdan Ovidiu Varga, Arsen Sagoian e Florin Mariasiu (2019). "Prediction of Electric Vehicle Range: A comprehensive Review of Current Issues and Challenges" *Energies* 2019, 12, 946; doi:10.3390/en12050946;
4. Vincent R. Tanahill, Sutanto Danny, Muttaqi Kashem M. e Mastut Abdul Md (2015). "Future vision for reduction of range anxiety by using an improved state of charge estimation algorithm for electric vehicle batteries implemented with low-cost microcontrollers" *IET Electr. Syst. Transp.*, vol.5, Iss. 1, pp. 24-32; doi:10.1049/iet-est.2014.0013;
5. Cheng Lin, Aihua Tang, Wenwei Wang (2015). "A review of SOH estimation methods in Lithium-ion batteries for electric vehicle applications". *Energy Procedia* 75, pp. 1920-1925; doi:10.1016/j.egypro.2015.07.199;
6. <https://batteryuniversity.com/learn/article/howheatandharshloadingreducesbatteryife>;
7. <https://batteryuniversity.com/learn/article/bu1003abatteryaginginanelectricvehicleev>;
8. <http://en.chilwee.com:8000/upload/6-EVF-120.pdf>;
9. Massimo Cereaolo e Giovanni Pede (2001). "Techniques for Estimating the Residual Range of an Electric Vehicle" *IEEE Transactions on vehicular technology*, vol.50, no.1, pp. 109-115;
10. Sarrafan Kaveh, Sutanto Danny, Muttaqi Kashem M. e Town Graham (2017). "Accurate range estimation for an electric vehicle including changing environmental conditions and traction system efficiency" *University of Wollongong, Faculty of Engineering and Information Sciences - Papers: Part B*.210;

11. https://it.wikipedia.org/wiki/Ozone_Depletion_Potential;
12. https://it.wikipedia.org/wiki/Global_Warming_Potential;
13. F. Giontella (2020). "Development and assessment of a kinematic model for an L7 electric vehicle";
14. ISO 8996 Ergonomics of the thermal environment Determination of metabolic rate;
15. Campbell. "Biology: A global approach 11th Edition";
16. Takao Ohmae, Ken Sawai, Masaaki Shiomi, Shigeharu Osumi (2006). "Advanced technologies in VRLA batteries for automotive applications" *Journal of Power Sources*, pp.523-529; doi:10.1016/j.jpowsour.2005.10.049;
17. Martin Murnane, Adel Ghazel (2017). "A closer look at State of Charge (SoC) and State of Health (SoH) Estimation Techniques for Batteries" *Analog Devices*;
18. Zhenying Zhang, Jiayu Wang, Xu Feng, Li Chang, Yanhua Chen, Xingguo Wang (2018). "The solutions to electric vehicle air conditioning systems. A review" *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 91, pp 443-463, doi:10.1016/j.reser.2018.04.005;
19. Jung DY, Lee BH, Kim SW. (2002) "Development of battery management system for nickel-metal hybride batteries in electric vehicle applications." *J Poer Sources*;
20. Zhang T, Gao C, Gao Q, Wang G, Liu M, Guo Y, et al. (2015). "Status and development of electric vehicle integrated thermal management from BTM to HVAC". *Appl Therm Eng*;
21. Chen Y, Evans JW (1993). "Heat transfer phenomena in lithium/polymer-electrolyte batteries for electric vehicle application" *J Electrochem Soc*;
22. Masaaki K. (2014) "Recent air-conditioning technologies for environment-friendly vehicles" *Denso Tech Rev*, pp.117-122;
23. Umezumi K., Noyama H. (2010). "Air-conditioning system for electric vehicles (i-MiEV)" *SAE Automotive Alternate Refrigerant System Symposium*;
24. Muller EA, Onder CH, Guzzella L, Kneifel M. (2009). "Optimal control of a fuel-fired auxiliary heater for an improved passenger vehicle warm-up." *Control Eng Pract*, pp.664-675;

25. Sabbah R, Kizilel R, Selman JR, Al-Hallaj S. (2008). "Active (air-cooled) vs passive (phase change material) thermal management of high power lithium-ion packs: limitation of temperature rise and uniformity of temperature distribution." *J Power Sources*;
26. Ma G, Shi B, Cheng G, Wu L. (2001). "Study on solar-assisted heat pump system for electric vehicle air conditioning" *Taiyangneng Xuebao/Acta Energiæ Solaris Sinica*, pp.176-180;
27. Kruger I, Limperich D, Schmitz G. (2012). "Energy consumption of battery cooling in hybrid electric vehicles." *International Refrigeration and air conditioning conference at purdue*, paper 1266;
28. Jing Wu, Guoliang Zhou, Mingyu Wang (2020). "A comprehensive assessment of refrigerants for cabin heating and cooling on electric vehicles" *Applied Thermal Engineering* 174, doi:10.1016/j.applthermaleng.2020.115258;
29. Brodie BR, Takano Y, Gocho M (2012). "Evaporator with integrated ejector for automotive cabin cooling." *SAE Technical Paper*;
30. Huiming Zou, Bin Jiang, Qian Wang, Changqin Tian, Yuying Yan (2014). "Performance analysis of a heat pump air conditioning system coupling with battery cooling for electric vehicles" *Energy Procedia* 61, pp. 891-894, doi:10.1016/j.egypro.2014.11.989;
31. G. Boccardo, E. Graziano, L. De Rosa, T. Mrkvica, S. Pautasso. "Virtual Approach for Control System Design: Integrated Simulation of Battery Cooling and Cabin Comfort Circuits to Develop a BEV Thermal Management Control Logic";
32. Gamze Gediz Ilis, Hasan Demir, M.Tasir Akbas, Moghtada Mobedi (2016). "Recent Developments on heat pump systems in electric vehicle and a suggestion" *Conference Paper*;
33. Xin Jin, Jun-qiu Li, Cheng-ning Zhang, Pu-en Wu (2016). "Researches on modeling and experiment of Li-ion battery PTC self-heating in electric vehicles" *Energy Procedia* 104, pp. 62-67, doi:10.1016/j.egypro.2016.12.012;
34. <https://www.speakev.com/threads/heat-pump-and-defogging.57409/>;
35. Ahmad Pesaran, Andreas Vlahinos, Thomas Stuart (2003). "Cooling and preheating of batteries in hybrid electric vehicles" *The 6th ASME-JSME Thermal Engineering Joint Conference*;

36. Charles-Victor Hemery, Franck Pra, Jean-François Robin, Philippe Marty (2014). "Experimental performances of a battery thermal management system using a phase change material" *Journal of Power Sources*, pp 349-358, doi:10.1016/j.jpowsour.2014.07.147;
37. Yan Ji, Chao Yang Wang (2013). "Heating strategies for Li-ion batteries operated from subzero temperatures" *Electrochimica Acta* 107, pp. 664-674, doi:10.1016/j.electacta.2013.03.147;
38. Kei Mizuno, Masaaki Tanaka, Akira Ishii, Hiroki C. Tanabe, Hirotaka Onoe, Norihiro Sadato (2008). "The neural basis of academic achievement motivation" *NeuroImage* 21, pp 369-378;
39. Zhang Z, Wang D, Zhang C, Chen J (2018). "Electric vehicle range extension strategies based on improved AC system in cold climate – a Review" *Int J Refrig*, pp. 141-150;
40. Stato Maggiore Esercito. "Caserme Verdi Esercito. Studio per la realizzazione di grandi infrastrutture".