

UNIVERSITÀ
DEGLI STUDI
DI PADOVA

UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PADOVA
DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA INDUSTRIALE

CORSO DI LAUREA MAGISTRALE IN INGEGNERIA ELETTRICA

Sviluppo di un Banco con Emulazione del Veicolo per la Sperimentazione di Sistemi Ibridi di Trazione

Relatore:

CH.MO PROF. SILVERIO BOLOGNANI

Correlatore:

PH.D. ING. MATTIA MORANDIN

Laureando: DAVIDE DA RÙ

A mia nonna Antonia

Indice

Elenco delle figure	i
Elenco delle tabelle	v
1 Introduzione	1
1.1 Hybrid Test Bench	3
2 Cicli di utilizzo	5
2.1 Modello del veicolo	6
3 Dinamica del banco prova	13
3.1 Prima Esperienza	13
3.2 Sistema tipo 2	20
3.3 Feed forward	24
3.4 Cambio Marcia	28
3.5 Inerzia	36
3.6 Conclusioni	43
4 Logica di Controllo del Veicolo Ibrido	45
4.1 Architettura Parallelo	45
4.2 Modo 1	46
4.3 Modo 2	49
4.3.1 Modo 2A	51
5 Simulazione numerica	53
5.1 Modo 1	57
5.2 Modo 2	68
5.3 Analisi dei risultati	68
6 Implementazione sul banco	71
6.1 Operazioni preliminari	71
6.2 Esperienze	73
7 Conclusioni	85
A Motore Diesel	87
Bibliografia	89

Elenco delle figure

1.1	Foto del banco ibrido	2
1.2	Configurazione del banco ibrido	2
1.3	Schema di principio del controllo di posizione dell'acceleratore . .	3
2.1	Ciclo WLTP Class 1	7
2.2	Rappresentazione delle forze agenti su un veicolo in moto	9
2.3	Veicolo in movimento: rolling resistance	10
2.4	Shape Drag	10
3.1	Dinamica del banco: errore nel profilo di velocità	14
3.2	Schema dell'anello di controllo implementato	14
3.3	Andamenti di velocità all'albero con $k_p = 0.1$ $k_i = 0.2$	15
3.4	Segnale di riferimento della posizione dell'acceleratore	16
3.5	Andamenti di velocità all'albero con $k_p = 0.1$ $k_i = 0.5$	17
3.6	Andamenti delle velocità con aumento di k_i	18
3.7	Andamenti delle velocità delle prove con aumento di k_p	19
3.8	Schema dell'anello di controllo con sistema di tipo 2	22
3.9	$k_p = 1$ $k_i = 0.5$ $k_\alpha = 0.5$	22
3.10	Confronto tra il riferimento di velocità e l'uscita del PI	23
3.11	Profili di velocità con diverse scelte per il limitatore del regolatore	24
3.12	Confronto tra sistema di tipo 1 e tipo 2	25
3.13	Particolare della rampa di velocità	25
3.14	Schema dell'anello di controllo implementato	26
3.15	Prima esperienza con feed forward	26
3.16	Esperienza con feed forward modificato	27
3.17	Accoppiamento tramite frizione e riduttore di coppia	28
3.18	Schema della frizione	29
3.19	Pressione tra i dischi e rapporto di trasmissione durante il cambio marcia	30
3.20	Velocità del veicolo	31
3.21	Filtro passa basso con $\tau = 1[ms]$	32
3.22	Prova con $\tau = 1[s]$	33
3.23	Andamenti di velocità con il cambio marcia a gradini	34
3.24	Andamenti di velocità con il cambio marcia a gradini e filtro con $\tau = 0.05[s]$	35
3.25	Andamento delle funzioni a rampa definite per il rapporto di trasmissione	36

3.26	Schema con calcolo della coppia resistente tramite la velocità misurata	37
3.27	Coppia frenante ottenuta senza filtro e con filtro $\tau = 0.05[s]$. . .	37
3.28	Coppia resistente simulata al variare della massa statica	38
3.29	Coppia resistente filtrata	39
3.30	Particolare del ritardo introdotto dal filtro con $\tau = 3[s]$	40
3.31	Schema con coppia resistente calcolata tramite la velocità di riferimento	41
3.32	Coppia resistente a gradini ottenuta a partire dalla velocità di riferimento	42
3.33	Coppia resistente ottenuta filtrando l'andamento a gradini con LPF e $\tau = 0.3[s]$	42
3.34	Coppia resistente ottenuta con $k = 9000$	43
3.35	Schema di controllo con il limitatore di derivata	43
4.1	Schema di principio dell'accoppiamento meccanico tra ICE e motore elettrico	46
4.2	Mappatura dell'efficienza del motore diesel	47
4.3	Regioni di funzionamento con Modo 1	49
4.4	Regioni di funzionamento con Modo 2	51
4.5	Regioni di funzionamento con Modo 2A	52
5.1	Rendimento ICE lungo il ciclo	55
5.2	Potenza meccanica e potenza da fornire al ICE durante il ciclo . . .	55
5.3	Energia assorbita ed erogata dal motore diesel durante il ciclo di guida	56
5.4	Valore assoluto della coppia richiesta per la trazione	57
5.5	Coppia erogata dal ICE con veicolo ibrido	58
5.6	Coppia erogata dal motore elettrico	58
5.7	Rendimento del motore diesel nel caso di veicolo ibrido	59
5.8	Potenza assorbita ed erogata dal motore diesel del veicolo ibrido . .	60
5.9	Energia assorbita ed erogata dal motore termico del veicolo ibrido . .	61
5.10	Potenza meccanica ed elettrica del EM del veicolo ibrido	62
5.11	Energia meccanica ed elettrica del EM del veicolo ibrido	62
5.12	Schema dei flussi di energia relativi alle sorgenti del veicolo ibrido . .	63
5.13	Energia meccanica ed elettrica del EM del veicolo ibrido	64
5.14	Rendimento del motore elettrico nelle prime due fasi del ciclo WLTP .	67
6.1	Mappatura del motore a riluttanza montato nel banco	72
6.2	Prima esperienza con Modo 1 e $m = 200[kg]$	74
6.3	Esperienza ripetuta con tensione del BUS DC pari a $520[V]$	74
6.4	Confronto del modulo di T_{SPM} con T_{min} , T_{opt} e T_{max}	75
6.5	Andamenti della coppia filtrata del SPM al variare della costante τ_{SPM}	76
6.6	Prova con posizione minima dell'acceleratore pari a 10%	77
6.7	Prova con scelta del valore minimo di α_{dSPACE} basata sul valore del rapporto di trasmissione N	79
6.8	Prova con scelta del valore minimo di α_{dSPACE} basata sul valore del rapporto di trasmissione N e sull'accelerazione del veicolo . .	80
6.9	Velocità del veicolo nella prova definitiva	80

6.10	Andamenti delle coppie di riferimento del SPM e del REL	81
6.11	Andamenti delle coppie di riferimento del SPM e del REL con Modo2	83
A.1	Curve di funzionamento del motore diesel	87

Elenco delle tabelle

2.1	Principali cicli normati con riferimento ai veicoli leggeri	6
2.2	Caratteristiche scelte per il veicolo	8
2.3	Rapporti scelti per il cambio	12
3.1	$k_p = 0.1$ $k_i = 0.2$	15
3.2	$k_p = 0.1$ $k_i = 0.5$	16
3.3	Risultati relativi alle prove con aumento di k_i	17
3.4	Risultati relativi alle prove con aumento di k_p	20
3.5	Scelta delle costanti dei regolatori per la prima prova	22
3.6	$k_p = 1$ $k_i = 0.5$ $k_\alpha = 0.5$	23
3.7	$k_p = 1$ $k_i = 0.2$ $k_\alpha = 0.6$	24
3.8	Risultati del sistema con feed forward modificato e ciclo intero	27
5.1	Caratteristiche gasolio	56
5.2	Risultati del confronto tra veicolo ibrido e tradizionale con ciclo WLTP ridotto	63
5.3	Risultati del confronto tra veicolo ibrido e tradizionale con ciclo WLTP intero	64
5.4	Risultati del confronto tra veicolo ibrido e tradizionale con abbassamento di T_{opt} di $1[Nm]$	65
5.5	Risultati del confronto tra veicolo ibrido e tradizionale con abbassamento di T_{opt} di $2[Nm]$	66
5.6	Risultati della simulazione con η_{EM} calcolato	67
5.7	Risultati della simulazione con η_{EM} calcolato e $\Delta = 1[Nm]$	68
5.8	Risultati della simulazione con Modo2	68
A.1	Caratteristiche principali motore diesel	87

Capitolo 1

Introduzione

L'aumento della sensibilità alle tematiche della sostenibilità e del rispetto verso l'ambiente ha guidato l'interesse della ricerca verso nuove tecnologie in tutti gli ambiti della scienza, e in particolar modo in quei settori riconosciuti come i maggiori responsabili sull'impatto ambientale. Per questo motivo anche il settore dei trasporti ha spostato la propria attenzione verso soluzioni diverse dalle tradizionali dominate dalle fonti fossili. In particolare è diventato sempre più stringente il vincolo dell'efficienza dei sistemi utilizzati, in modo da ridurre i consumi e di conseguenza le emissioni.

Una soluzione tecnica già ampiamente utilizzata è il veicolo elettrico ibrido. Esso è alimentato da due fonti di energia, una delle quali è elettrica. Le ragioni della sua veloce diffusione come mezzo di mobilità alternativa possono essere trovate considerando fattori economici e tecnici. In base al grado di ibridazione e all'architettura, un veicolo ibrido può essere ottenuto apportando semplici modifiche ad un veicolo tradizionale. Questo ha consentito il trasferimento delle conoscenze maturate nella produzione di auto tradizionali e di conseguenza il mantenimento del costo vicino a quello di un mezzo a combustibili fossili. In secondo luogo a differenza dell'elettrico puro non si hanno problemi di autonomia. Quest'ultimo aspetto è considerato dall'opinione pubblica una delle maggiori limitazioni rispetto ai veicoli tradizionali, e di conseguenza è motivo di diffidenza nei confronti dei mezzi puramente elettrici. Al contrario un veicolo ibrido, grazie alla diversificazione delle fonti riesce a superare questo limite.

In quest'ottica e in previsione di sviluppi futuri, EDLab ha lavorato alla realizzazione di un banco prova ibrido (Figura 1.1). Il banco può essere utilizzato nello studio di tutte quelle applicazioni che prevedono l'interfacciamento tra una parte termica ed una elettrica, quali la cogenerazione e la mobilità ibrida. In letteratura si trovano altri esempi di banchi prova ibridi [3], [2].

La configurazione base del banco prevede un motore diesel (ICE) e un motore elettrico a magneti permanenti superficiali (SPM). Il motore termico è monocilindrico a quattro tempi ad iniezione diretta. Si tratta di un motore da cantiere general purpose le cui principali caratteristiche sono riportate in Appendice A. Il motore elettrico è ad albero a due estremità in modo da consentire l'accoppiamento da entrambi i fronti. Questa caratteristica consente di aggiungere un'ulteriore motore elettrico permettendo così lo studio di configurazioni diverse. In Figura 1.2 è riportato lo schema del banco. Con tratto continuo sono indicati i componenti montati all'inizio del lavoro di tesi cioè ICE e SPM.

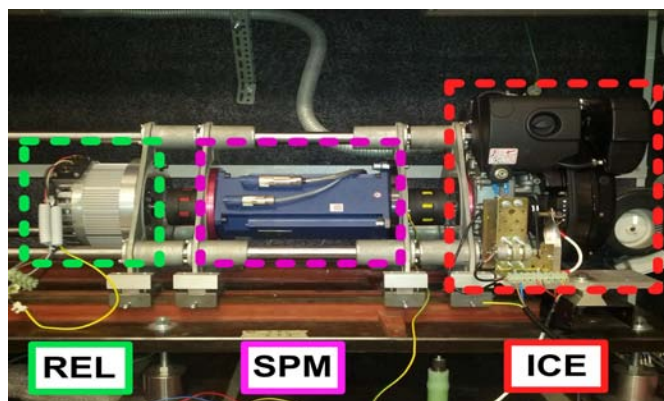


Figura 1.1: Foto del banco ibrido

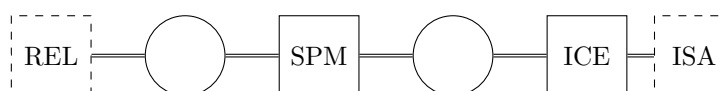


Figura 1.2: Configurazione del banco ibrido

Il motore diesel è dotato di un motore elettrico a magneti permanenti con rotore esterno (ISA). Nella sua applicazione originaria esso provvede all'avviamento del diesel e alla ricarica delle batterie. Durante il lavoro di tesi l'ISA è rimasto collegato al banco ma non è stato utilizzato. Per questo motivo il blocco è a tratto discontinuo.

I blocchi circolari rappresentano i giunti con elastomero che realizzano il collegamento tra le varie macchine. L'accoppiamento è realizzato tramite questi componenti per evitare la rottura degli alberi durante la rotazione provocata dal disassamento. Nel punto di collegamento tra SPM e ICE è possibile inserire una frizione che consente il disaccoppiamento del motore termico, in modo da poter simulare un veicolo elettrico o l'avviamento tramite ISA.

Nello schema è rappresentato anche il collegamento con un'altra macchina elettrica a riluttanza (REL). In questo caso il blocco è tratteggiato per indicare che il motore è stato montato solamente in un secondo momento e non fa parte della configurazione standard del banco.

Per garantire la solidità della struttura sono stati utilizzati dei supporti triangolari prodotti dall'azienda svizzera Getis-Porette S.A. Essi sono collegati tramite tubi guida e sostengono il peso delle macchine che compongono il banco. In particolar modo sono stati montati due supporti per ogni estremità in modo che la struttura non fosse a sbalzo e che il peso non gravasse interamente su un'unica punto.

La prima parte del lavoro è stata eseguita con il banco in questa configurazione. E' stato sviluppato un codice per il controllo dei due motori in grado di simulare un veicolo tradizionale e le resistenze al moto dovute al ciclo di guida. Durante questa fase ci si è scontrati con problematiche riguardanti la dinamica del banco. E' stato quindi necessario migliorare le prestazioni dinamiche del sistema per poter successivamente implementare un ciclo di guida di riferimento e ottenere una buona risposta del banco. Questa sezione quindi non è prettamente legata

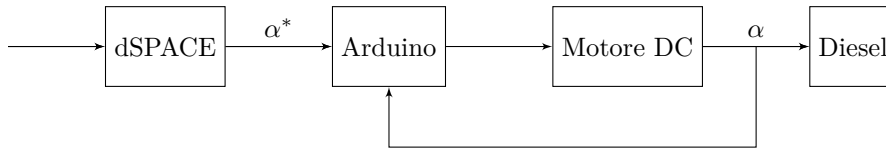


Figura 1.3: Schema di principio del controllo di posizione dell'acceleratore

all'analisi della tecnologia ibrida ma è risultata necessaria per il lavoro successivo ed ha consentito di applicare alcune tematiche riguardanti i Controlli Automatici e gli Azionamenti Elettrici. Nel momento in cui il codice sviluppato ha fornito dei risultati soddisfacenti è stato possibile proseguire il progetto implementando il modello del veicolo ibrido vero e proprio. Esso è stato realizzato tramite l'accoppiamento con un secondo motore elettrico a riluttanza. Per il controllo di quest'ultimo è stato utilizzato un codice già sviluppato all'interno del laboratorio. Si è dovuto quindi lavorare alla gestione e all'accoppiamento tra i due sistemi e i rispettivi controlli. Il risultato di questa integrazione è un banco ibrido completo in grado di simulare un ciclo di guida. La fase successiva ha compreso l'analisi e l'implementazione della logica per il controllo del powertrain. Quest'ultimo aspetto è uno dei campi di maggiore interesse su cui attualmente si concentra la ricerca sui veicoli ibridi [4].

1.1 Hybrid Test Bench

Per poter valutare il lavoro svolto risulta utile conoscere più dettagliatamente la struttura del banco e il suo stato all'inizio del lavoro di tesi.

La comunicazione tra l'utente e il banco avviene attraverso l'interfaccia dSPACE. Essa è costituita da una parte software ed una hardware. Quest'ultima è installata all'interno del pc stesso e contiene due DSP: uno per il calcolo e l'altro per l'acquisizione o la conversione digitale analogica dei segnali. In particolare sono disponibili diversi input/output analogici gestiti rispettivamente da ADC e DAC a precisione variabile da 12 a 16 bit. Oltre a questi ingressi e uscite sono disponibili diversi pin digitali e porte per la comunicazione seriale con elementi esterni e con encoder tramite protocollo TTL o seriale. Di fatto è quindi possibile mediante un programma in linguaggio C caricato nei DSP, acquisire o produrre in uscita diversi tipi di segnale che possono essere gestiti su un'interfaccia grafica in tempo reale.

Il motore diesel è controllato agendo sulla posizione della leva dell'acceleratore. Questa regola la quantità di carburante iniettato. La leva è azionata da un motore DC che è collegato tramite una cinghia ad una vite senza fine. Per un controllo sufficientemente preciso della posizione un potenziometro multigiro fornisce la retroazione. I segnali di riferimento e di feedback della posizione dell'acceleratore sono acquisiti da una scheda Arduino che esegue il controllo comandando un ponte ad H. In Figura 1.3 è riportato lo schema di principio del sistema descritto per il controllo dell'acceleratore del motore termico.

Il motore SPM è stato acquistato con il suo azionamento e il software di interfaccia dedicati. Quest'ultimo non è altro che un'insieme di tutti i parametri dell'azionamento modificabili tramite porta seriale. I riferimenti delle grandezze utili al controllo sono forniti tramite una morsettiera presente nella maschera

anteriore dell'inverter. In essa sono disponibili diversi pin di Input/Output digitali e analogici. Per motivi di sicurezza il comando di RUN dev'essere accompagnato dal cambio di stato dell'apposito pin digitale di abilitazione presente nella morsettiera. In questo modo si prevengono avviamenti involontari dell'azionamento.

Il codice dSPACE sviluppato nel precedente lavoro di tesi contiene una prima parte di acquisizione e filtraggio dei segnali. Questo stadio è necessario per evitare letture scorrette a causa di fenomeni scollegati dalla dinamica del banco, che andrebbero a provocare malfunzionamenti nel controllo. Inoltre il codice prevede due diverse modalità di funzionamento. La prima consente di controllare il motore elettrico in velocità. E' quindi possibile gestire il valore di riferimento tramite l'interfaccia grafica e, dopo uno stadio di conversione Digitale/Analogica (DAC), è possibile riportare alla morsettiera dell'inverter la coppia necessaria per ottenere la velocità richiesta. Il controllo è implementato tramite un PI con anti-windup e limitatore dell'uscita. Il segnale di retroazione proveniente dall'encoder simulato consente di leggere la velocità effettiva del motore contando il numero di impulsi.

La seconda modalità di funzionamento è il controllo di coppia. Con essa è possibile scrivere in uscita direttamente il riferimento di coppia controllando così il motore SPM in catena aperta. Questa coppia viene applicata dal motore elettrico fino al raggiungimento di una certa velocità e successivamente viene annullata. Tale modalità è stata sviluppata per riuscire a simulare il funzionamento da avviatore. In questo caso il mantenimento della velocità è a carico del ICE.

Note le principali caratteristiche del banco prova e le funzionalità più importanti implementate in precedenza dal laboratorio, è possibile cominciare ad esporre gli sviluppi conseguiti durante il lavoro di tesi.

Capitolo 2

Cicli di utilizzo

Per poter valutare le prestazioni di tipologie di veicoli differenti, è necessario definire le condizioni del percorso e il ciclo di guida. Molto spesso si distinguono tre tipologie: urbano, extra-urbano e misto. Il primo è caratterizzato da basse velocità, accelerazioni e decelerazioni frequenti e lunghi periodi in cui il veicolo è fermo ma il motore è comunque in rotazione. Il secondo prevede invece velocità di picco maggiori e una guida più regolare simulando così il percorrimto di strade secondarie e autostrade. L'ultima tipologia prevede l'insieme delle prime due. Per evitare ambiguità nella valutazione delle prestazioni e per fornire un mezzo di paragone univoco, sono stati introdotti da enti diversi dei cicli normati. Essi sono stati sviluppati con l'obiettivo di testare le prestazioni di veicoli con caratteristiche diverse. Vista la piccola cilindrata del motore termico disponibile in laboratorio si fa riferimento a cicli per veicoli leggeri. In Tabella 2.1 sono riportati i principali.

Per le prove è stato scelto il WLTP. Esso è il corrispettivo del NEDC ma è sviluppato da organismi internazionali tra i quali l'Unione Europea e commissioni giapponesi e indiane. L'introduzione di questo ciclo è motivata dal voler creare un profilo che si avvicini maggiormente al reale stile di guida utilizzato con veicoli leggeri per il trasporto di persone. Il NEDC infatti, essendo stato introdotto negli anni '70 non tiene conto dello sviluppo delle automobili negli anni successivi. L'aumento della potenza disponibile si traduce in un incremento notevole nei valori di accelerazione dei mezzi: si è passati da una media di 14 secondi ad una media di 10 per passare da 0 a 100 km/h. Come conseguenza si ha uno stile di guida molto più aggressivo e irregolare con maggiori accelerazioni e decelerazioni. L'obiettivo del WLTP diventa quindi l'ottenimento di una maggiore fedeltà agli attuali stili di guida e di conseguenza evitare che le case produttrici ottimizzino la mappatura del motore proprio basandosi sul ciclo di prova. Ciò infatti consentirebbe al produttore di ottenere ottimi risultati di efficienza nelle prove, senza però garantire altrettanto in una sessione di guida reale.

Lo standard WLTP è suddiviso in tre diverse categorie. Essendo un modello internazionale infatti esso deve prevedere una grande varietà di tipologie di veicoli. Questi tre cicli si dividono in base al rapporto $P_W = Potenza/Peso[kW/ton]$ secondo i seguenti criteri:

- Classe 1: Veicoli con $P_W < 22 \quad [kW/ton]$;
- Classe 2: Veicoli con $22 < P_W \leq 34 \quad [kW/ton]$;

Tabella 2.1: Principali cicli normati con riferimento ai veicoli leggeri

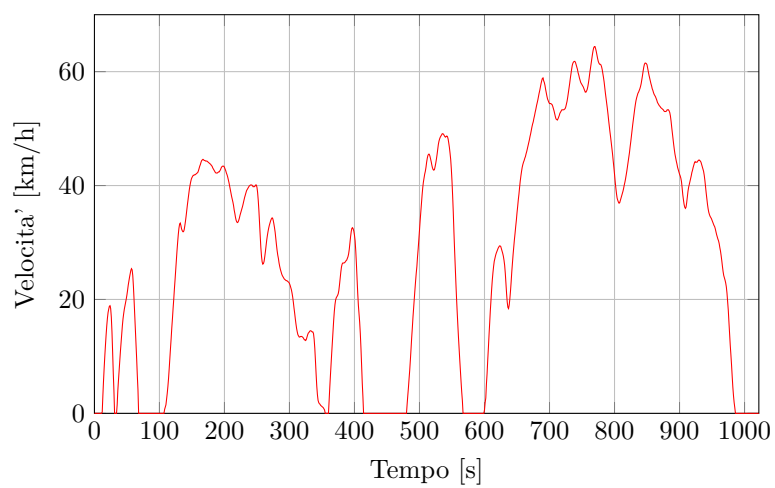
Ente/Stato	Nome
Internazionali	Worldwide Harmonized Light Vehicles Test Procedure (WLTP)
	World Harmonized Stationary Cycle (WHSC)
	World Harmonized Transient Cycle (WHTC)
	Nonroad Transient Cycle (NRTC)
	ISO 8178
USA	FTP 72
	FTP 75
	SFTP US06
	SFTP SC03
	New York City Cycle
	Highway Fuel Economy Test (HWFET)
	California Unified Cycle (UC, LA92)
	IM240
	Standard Road Cycle (SRC) and Standard Bench Cycle (SBC)
Unione Europea	ECE+EUDC / NEDC
	Common Artemis Driving Cycles (CADC)
	ADAC Highway Cycle (BAB 130)
Giappone	10-Mode Cycle
	10-15 Mode Cycle
	JC08 Cycle

- Classe 3: Veicoli con $P_W > 34$ [kW/ton].

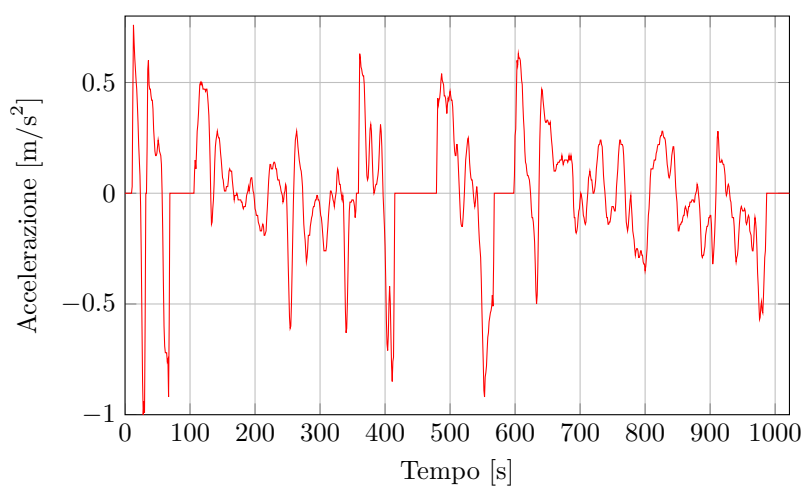
Vista la ridotta cilindrata del motore diesel si fa riferimento al ciclo WLTP Classe 1, di cui sono riportati il profilo di velocità e di accelerazione in Figura 2.1a e Figura 2.1b.

2.1 Modello del veicolo

Scelto il ciclo di riferimento è possibile implementare la strategia per il controllo del banco. Per fare ciò è stata sviluppata una modalità di funzionamento indipendente dalle due già presenti. Per comprendere il sistema sviluppato è necessario compiere un'astrazione che consente di trasferire le informazioni dal veicolo al banco di prova. L'obiettivo è simulare un veicolo che viaggia lungo un percorso. Bisogna quindi trasferire la realtà del veicolo che si muove al banco di prova. L'idea più semplice è quella di rappresentare il veicolo con il motore diesel e rappresentare le resistenze dovute al percorso con il motore SPM. Di



(a) Profilo di velocità



(b) Profilo di accelerazione

Figura 2.1: Ciclo WLTP Class 1

Tabella 2.2: Caratteristiche scelte per il veicolo

Parametro	Valore	Unità di misura
Massa	400	$[kg]$
Larghezza	1.5	$[m]$
Altezza	1.5	$[m]$
Marce	4	$[-]$
Raggio ruota	28	$[cm]$

conseguenza si è deciso di controllare il motore diesel in velocità e di richiedere al motore elettrico la coppia frenante.

Prima di poter ricavare il valore di questa resistenza al moto è necessario pensare ad un veicolo da attribuire al motore ICE del laboratorio. Viste le caratteristiche disponibili si è pensato di fare riferimento alla categoria dei quadricicli pesanti, caratterizzati da una velocità massima di $80[km/h]$ con potenze non superiori a $15[kW]$ e massa a vuoto inferiore a $400[kg]$ per il trasporto di persone (normativa italiana). In Tabella 2.2 sono riportate le principali caratteristiche scelte.

Ipotizzando il movimento del veicolo monodimensionale è possibile ricavare le equazioni meccaniche del moto necessarie per la modellizzazione del veicolo. In Figura 2.2 si vedono le forze che agiscono su un veicolo in movimento. In particolar modo la coppia generata all'albero viene trasferita alle ruote moltiplicata per il rapporto di trasmissione N . Questa coppia motrice si traduce in una forza (F_{tf} e F_{tr}) tra le ruote e la strada. Per completare il bilancio delle forze bisogna valutare i contributi resistivi che si oppongono al moto: la resistenza al rotolamento, la resistenza aerodinamica e la forza inerziale.

Per spiegare il primo fenomeno si consideri un veicolo con velocità nulla. In questo caso la forza esercitata dallo pneumatico sulla strada provoca una reazione vincolare con distribuzione simmetrica rispetto l'asse verticale passante per il centro della ruota. Diversamente quando il veicolo è in movimento, a causa dell'isteresi della gomma dello pneumatico, la distribuzione della reazione risulta asimmetrica.

In Figura 2.3 si vede che la risultante P di tale distribuzione è tale da generare una coppia resistente (2.1).

$$T_{roll} = P \cdot a \quad (2.1)$$

Per mantenere la ruota in movimento è necessaria una forza applicata al centro della ruota tale da bilanciare la forza di resistenza. Questa forza può essere calcolata tramite la (2.2), dove con r_d è indicato il raggio effettivo della ruota e con f_r il coefficiente di rolling resistance. Quest'ultimo dipende da molti parametri tra cui la temperatura, la pressione e il materiale del copertone, la ruvidità della strada e la presenza o meno di liquidi sul manto stradale. Per la valutazione delle prestazioni del veicolo si può usare un'espressione approssimata (2.3) di f_r che da buoni risultati per velocità fino a $130[km/h]$.

$$F = \frac{T_{roll}}{r_d} = P \cdot \frac{a}{r_d} = P \cdot f_r \quad (2.2)$$

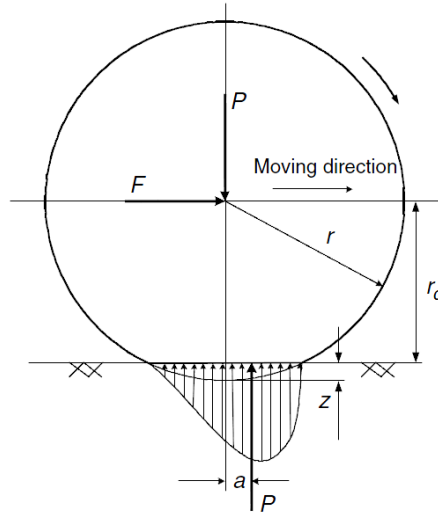


Figura 2.3: Veicolo in movimento: rolling resistance

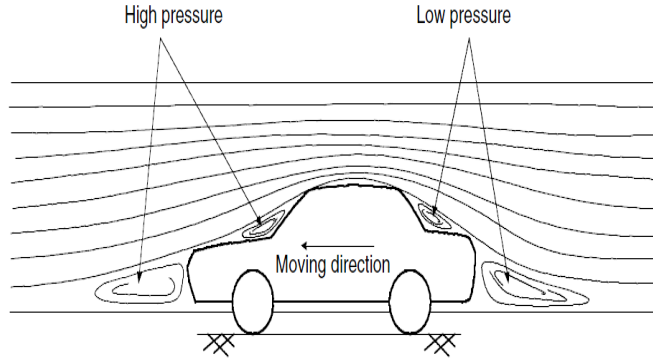


Figura 2.4: Shape Drag

L'ultima forza da considerare nel bilancio è legata all'inerzia del veicolo. In particolare essa si può esprimere in funzione della massa equivalente e dell'accelerazione con la (2.5). La massa non si riferisce alla sola massa statica del veicolo ma comprende anche il contributo delle masse rotanti. Per il calcolo di quest'ultima viene utilizzata un'espressione approssimata (2.6) in funzione della massa statica del veicolo e del rapporto di trasmissione N .

$$F_i = m_{eq} \cdot a \quad (2.5)$$

$$m_{eq} = m \cdot (1 + 0.04 + 0.0025N^2) \quad (2.6)$$

Sommando tutti i contributi resistivi (2.7) è possibile calcolare la coppia e dopo averla riportata dalle ruote all'albero secondo il rapporto di trasmissione è possibile calcolare il riferimento da fornire al motore SPM per simulare le resistenze al moto (2.8).

$$\begin{aligned}
F_{tot} &= \frac{1}{2}\rho A_F C_D v^2 + P \cdot f_r + m_{eq} \cdot a \\
&= 0.58v^2 + 39.2\left(1 + \frac{3.6}{100}v\right) \cdot v + 400(1 + 0.04 + 0.0025N^2) \cdot a \quad (2.7)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
T_{wheel} &= F_{tot} \cdot r_d \\
\Rightarrow T_{ref} &= \frac{T_{wheel}}{N} = F_{tot}(v) \cdot \frac{r_d}{N} \quad (2.8)
\end{aligned}$$

Resta da determinare il valore del rapporto di trasmissione per il cambio a quattro marce. I vincoli per la scelta di tali valori sono la velocità massima di rotazione del motore, la massima accelerazione raggiungibile e il mantenimento della velocità all'interno dell'intervallo di massime prestazioni. Per il rapporto della quarta marcia si impone che alla massima velocità raggiunta il motore ruoti alla massima velocità ammissibile (2.9). Quest'ultima è stata considerata pari a $n = 3300[rpm]$ per motivi di sicurezza.

$$\begin{aligned}
\omega_{wheel} &= \frac{v_{MAX,[km/h]}}{3.6} \frac{1}{R_{wheel}} = 64.25[rad/s] \\
\omega_{ICE} &= \frac{n \cdot 2\pi}{60} = 345.57[rad/s] \\
\Rightarrow N_{IV} &= \frac{\omega_{ICE}}{\omega_{wheel}} = 5.4 \simeq 5.5 \quad (2.9)
\end{aligned}$$

Con:

$v_{MAX} = 65$: velocità massima prevista dal ciclo [km/h];

R_{wheel} : raggio della ruota [m];

N_{IV} : rapporto di trasmissione per la quarta marcia.

Diversamente per la prima marcia è necessario valutare la massa equivalente m_{eq} del veicolo considerando anche l'energia cinetica delle masse rotanti. Per un calcolo approssimato è possibile utilizzare la (2.10), ipotizzando inizialmente un rapporto per la prima marcia pari a $N_I = 20$.

$$m_{eq} = m \cdot (1 + 0.04 + 0.0025N_I^2) = 816[kg] \quad (2.10)$$

Con $m = 400[kg]$: massa statica del veicolo.

Di conseguenza si può calcolare la forza massima e quindi la coppia (2.11) che il sistema di propulsione dev'essere in grado di erogare alle ruote per raggiungere l'accelerazione massima prevista dal ciclo pari a $2.75[\frac{km}{h}] = 0.76[m/s^2]$.

$$\begin{aligned}
F_{MAX} &= m_{eq} \cdot a_{MAX} = 816 \cdot 0.76 = 620.2[Nm] \\
T_{MAX} &= F_{MAX} \cdot R_{wheel} = 174.2[Nm] \quad (2.11)
\end{aligned}$$

Sapendo che la coppia massima erogabile dal motore diesel è pari a $12[Nm]$ si può ricavare il valore del rapporto della prima marcia pari a $N_I = 14$. In realtà per stare in sicurezza si considera un rapporto di 15. Noti i rapporti per

Tabella 2.3: Rapporti scelti per il cambio

Rapporto	Valore
N_I	15
N_{II}	10
N_{III}	7.5
N_{IV}	5.5

la prima e la quarta marcia restano da definire i valori delle marce intermedie. Per questi ultimi è necessario tenere in considerazione che l'intervallo di velocità in cui le prestazioni del motore termico sono più elevate è compreso tra 2000 e 3000[*rpm*]. Di conseguenza quando il motore in prima raggiunge una velocità di 3000[*rpm*] deve avvenire il cambio. Quando viene inserita la seconda marcia si vuole che il motore si trovi a ruotare a 2000[*rpm*]. Quindi il rapporto tra le due marce è pari a $2/3$. Si possono quindi stimare i rapporti per la seconda e la terza marcia (2.12).

$$\begin{aligned}
 N_{II} &= \frac{2}{3} \cdot N_I = 10 \\
 N_{III} &= \frac{2}{3} \cdot N_{II} = 6.7
 \end{aligned} \tag{2.12}$$

Infine in Tabella 2.3 sono riportati i valori per i rapporti di trasmissione implementati in dSPACE.

Capitolo 3

Dinamica del banco prova

Come è già stato accennato nel capitolo precedente, per simulare un veicolo in moto lungo il ciclo di guida si sceglie di comandare il motore termico in velocità ed il motore elettrico in coppia. Il controllo di coppia avviene in catena aperta fornendo al motore elettrico il riferimento di coppia resistente calcolato con la (2.8). Diversamente per il controllo di velocità è necessario un segnale di retroazione ottenuto tramite encoder e riportato all'interfaccia dSPACE.

La scelta di riservare il controllo della velocità al motore diesel introduce una serie di problematiche già note all'inizio del lavoro di tesi. Ciò è dovuto al fatto che all'interno del motore termico è presente un organo meccanico che opera da regolatore di velocità. Tale dispositivo viene chiamato governor e la sua azione consiste nell'inibire o meno l'iniezione di gasolio in base alla posizione della leva dell'acceleratore e alla velocità di rotazione dell'albero. In particolar modo esso va ad aprire delle luci nella pompa di iniezione che rappresentano dei percorsi a bassa resistenza per il fluido ad alta pressione. Di conseguenza il carburante non viene iniettato nel cilindro ma viene fatto ricircolare nel circuito idraulico. In questo modo viene eseguita una vera e propria regolazione di velocità che si sovrappone all'anello di controllo sviluppato. E' possibile verificare la precisione del controllo così eseguito andando a fornire un riferimento costante di velocità. In Figura 3.1 si vede come l'andamento segua il valore di riferimento con un errore circa costante e diverso da zero. Per questo motivo il governor può essere pensato come un controllore puramente proporzionale. Per una trattazione più dettagliata sul funzionamento del governor si rimanda a [1].

In previsione dell'elevato numero di prove da eseguire, per evitare di danneggiare il banco si è deciso di lavorare con valori limitati di coppia resistente trascurando il contributo maggiore della resistenza al moto, cioè la forza inerziale. Una volta ottenuta una buona dinamica del sistema si potrà reinserirla nel modello. In questo modo è anche possibile diminuire il consumo di carburante fino a che le prestazioni dinamiche del banco non saranno sufficienti.

3.1 Prima Esperienza

Il primo schema implementato è riportato in Figura 3.2. Dal ciclo WLTP Class 1 si ricava il valore di riferimento della velocità del veicolo e dell'albero, noto il rapporto di trasmissione. Questo valore viene confrontato con la velocità

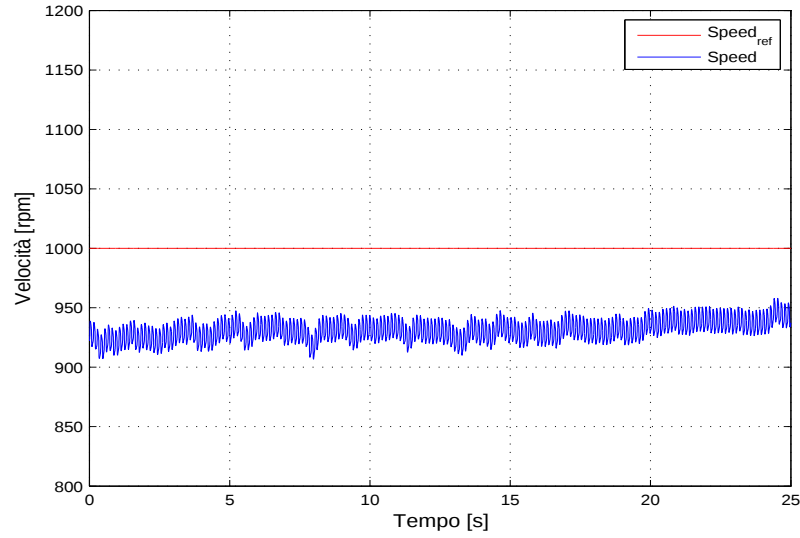


Figura 3.1: Dinamica del banco: errore nel profilo di velocità

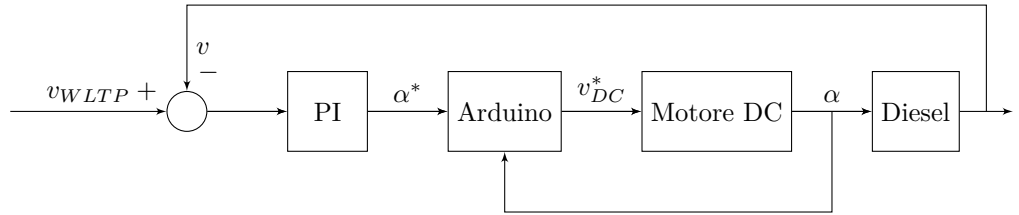


Figura 3.2: Schema dell'anello di controllo implementato

effettiva dell'albero. Le velocità sono comprese tra circa 100 e 300 $[rpm]$. L'errore di velocità è l'ingresso di un controllore PI con anti-windup e limitatore. L'uscita del PI è il riferimento per la posizione della leva dell'acceleratore. Esso è espresso come percentuale di apertura della leva ed è compreso nell'intervallo $[0; 100]$. Questo segnale viene trasmesso alla scheda Arduino che riceve anche il segnale di retroazione dal potenziometro multigiri e fornisce in uscita il riferimento di tensione v_{DC}^* per il motore DC.

In questa configurazione è stata eseguita la prima prova. Le costanti del regolatore sono state fissate pari a $k_p = 0.1$ e $k_i = 0.2$. In Figura 3.3 è riportato l'andamento delle velocità di rotazione all'albero. In rosso è possibile vedere la curva di riferimento in cui è evidente il cambio marcia tra prima e seconda, quando il veicolo supera $16[km/h]$ e viceversa quando la velocità torna al di sotto di questa soglia. L'andamento in blu rappresenta la velocità effettiva dell'albero. E' evidente che il riferimento non viene seguito con fedeltà. L'analisi di questa prima esperienza porta ad evidenziare alcuni aspetti della dinamica del banco. In primo luogo esiste tra i due andamenti un ritardo tra gli istanti di inizio rampa indicati con T_1 e T_2 . Inoltre durante tutta la fase di accelerazione si nota la presenza di un errore circa costante. Di conseguenza il cambio marcia nei due profili avviene a velocità diverse, contrassegnate con V_1 e V_2 .

Per poter confrontare le prestazioni del banco al variare dei parametri del regolatore vengono considerate alcune grandezze che danno un'indice dell'errore tra il riferimento e la velocità effettiva dell'albero. In particolar modo, con riferimento a Figura 3.3:

- $\Delta V = V_2 - V_1$: differenza tra i valori raggiunti dal riferimento e dalla velocità misurata al primo cambio marcia;
- $\Delta T = T_2 - T_1$: intervallo di tempo tra l'inizio della rampa del riferimento e quello dell'andamento misurato;
- ϵ_m^r : errore medio durante la rampa di velocità in fase di accelerazione.

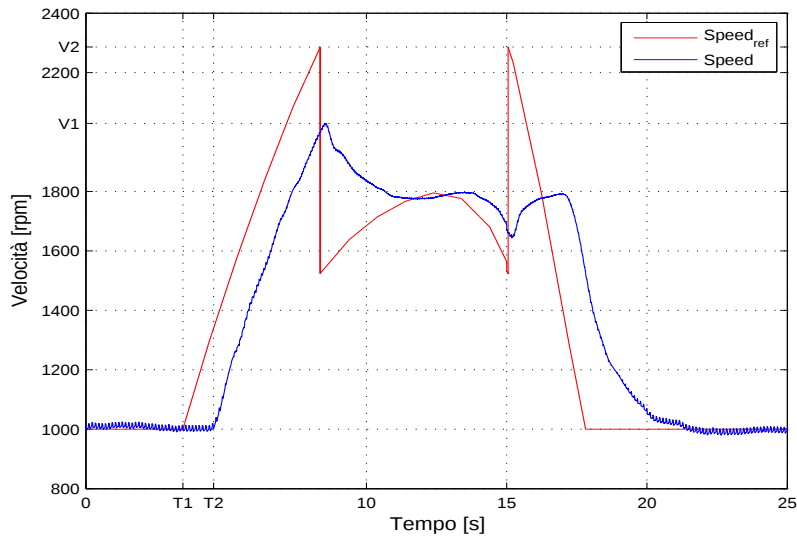


Figura 3.3: Andamenti di velocità all'albero con $k_p = 0.1$ $k_i = 0.2$

I valori relativi alla prima prova sono riportati in Tabella 3.1.

Tabella 3.1: $k_p = 0.1$ $k_i = 0.2$

Grandezza	Valore	Unità
ΔV	257	[rpm]
ΔT	1.1	[s]
ϵ_m^r	266	[rpm]

In previsione delle simulazioni che si intendono fare per la misura dell'efficienza di un veicolo ibrido lungo il ciclo di riferimento, la dinamica del banco prova così com'è stato configurato non è sufficiente.

Da una prima valutazione del sistema si era pensato che il sistema di comando della leva dell'acceleratore potesse rappresentare una criticità per la dinamica e che potesse essere la causa del ritardo ΔT . Tale ritardo potrebbe essere introdotto a diversi livelli della catena di controllo. In Figura 3.4 è riportato

l'andamento del segnale di riferimento della posizione dell'acceleratore. Esso è indicato con α^* ed è messo a confronto con il riferimento di velocità. Si può osservare come il segnale di riferimento dell'acceleratore segua istantaneamente la variazione di velocità. Per questo motivo si può escludere che il ritardo sia introdotto in questa prima fase di elaborazione del segnale.

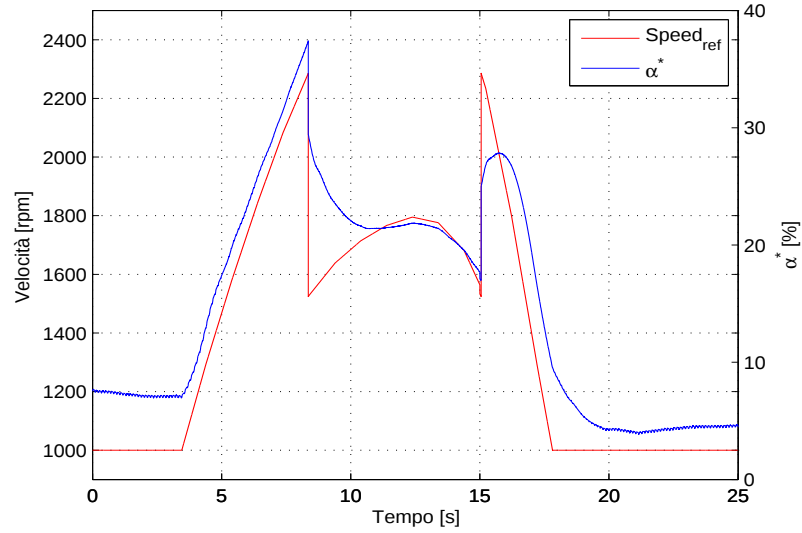


Figura 3.4: Segnale di riferimento della posizione dell'acceleratore

In un secondo momento è stato verificato visivamente che una volta ricevuto il segnale di riferimento, il sistema Arduino-motore DC agisce in tempi sufficientemente brevi variando la posizione della leva. Durante la prova infatti ci si è accorti che istantaneamente il motorino DC va a movimentare la vite senza fine, mentre la variazione di velocità del motore diesel avviene in ritardo. Il problema sembra quindi essere legato ad un aspetto del funzionamento interno del motore termico. Si è deciso quindi di non agire sulla configurazione dell'azionamento dell'acceleratore ma di proseguire in altre direzioni per migliorare le prestazioni del banco.

Per provare a ridurre l'errore tra i due andamenti durante la rampa si è pensato di aumentare il contributo dell'integratore del regolatore PI. Si è quindi mantenuto costante il valore della parte proporzionale e si è imposto $k_i = 0.5$. I risultati della prova sono riportati in Figura 3.5 e Tabella 3.2.

Tabella 3.2: $k_p = 0.1$ $k_i = 0.5$

Grandezza	Valore	Unità
ΔV	105	[rpm]
ΔT	0.7	[s]
ϵ_m^r	120	[rpm]

Con l'aumento della componente integrale del regolatore si è riusciti a ridurre il valore di ϵ_m^r oltre che al ritardo ΔT . Sono state eseguite quindi altre due prove

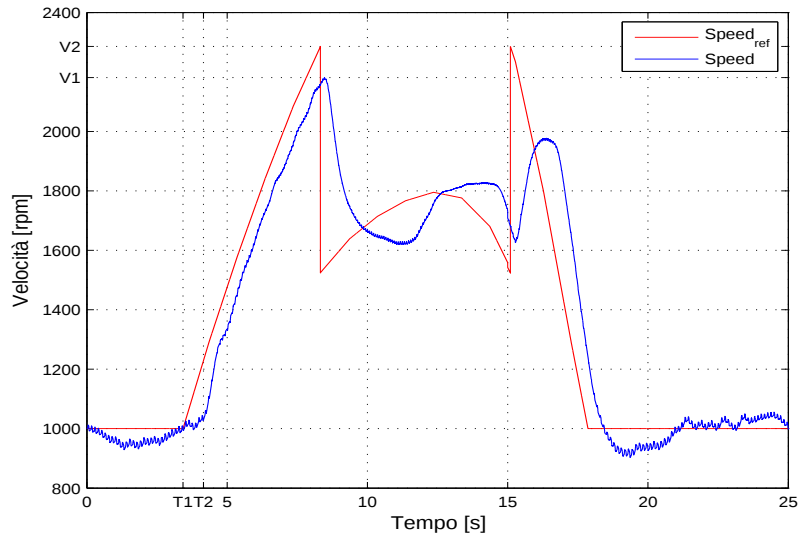


Figura 3.5: Andamenti di velocità all'albero con $k_p = 0.1$ $k_i = 0.5$

con un'ulteriore aumento della costante k_i .

Tabella 3.3: Risultati relativi alle prove con aumento di k_i

Grandezza	Valore	Unità
ΔV	59	[rpm]
ΔT	0.5	[s]
ϵ_m^r	78	[rpm]

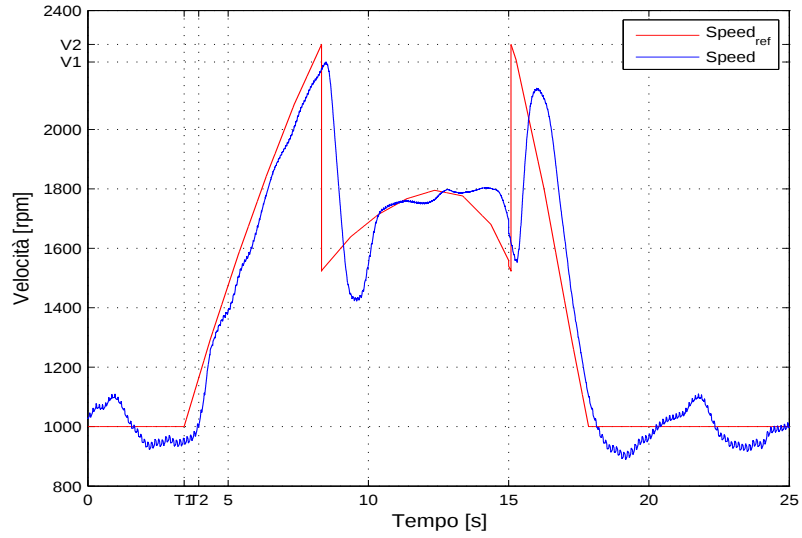
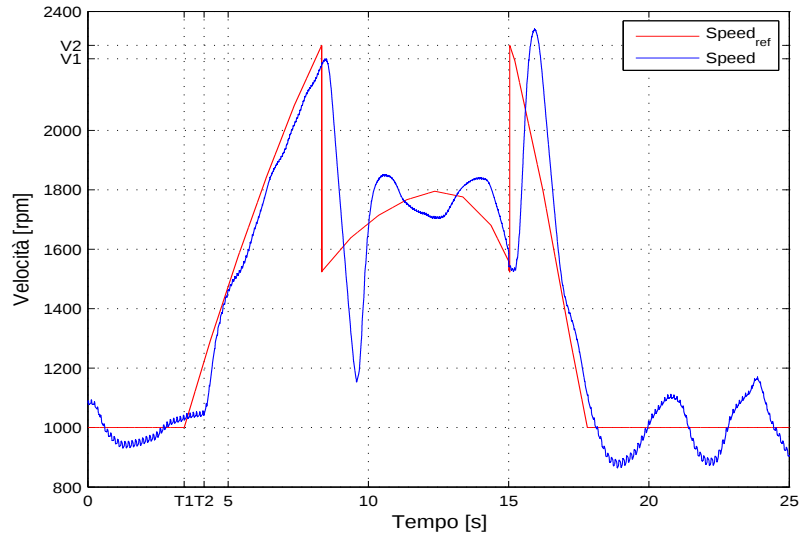
(a) $k_p = 0.1$ $k_i = 0.8$

Grandezza	Valore	Unità
ΔV	45	[rpm]
ΔT	0.7	[s]
ϵ_m^r	63	[rpm]

(b) $k_p = 0.1$ $k_i = 1$

I risultati riportati in Figura 3.6 e Tabella 3.3 sono relativi alle prove con $k_i = 0.8$ e $k_i = 1$. Con questi valori si ha un'ulteriore riduzione di ϵ_m^r e di ΔV . Nonostante questi aspetti siano indice di un miglioramento è necessario notare la comparsa di oscillazioni nel profilo di velocità. Ciò sta ad indicare che con la scelta di questi valori si è al limite della stabilità del controllo e quindi viene imposto un vincolo in tale scelta.

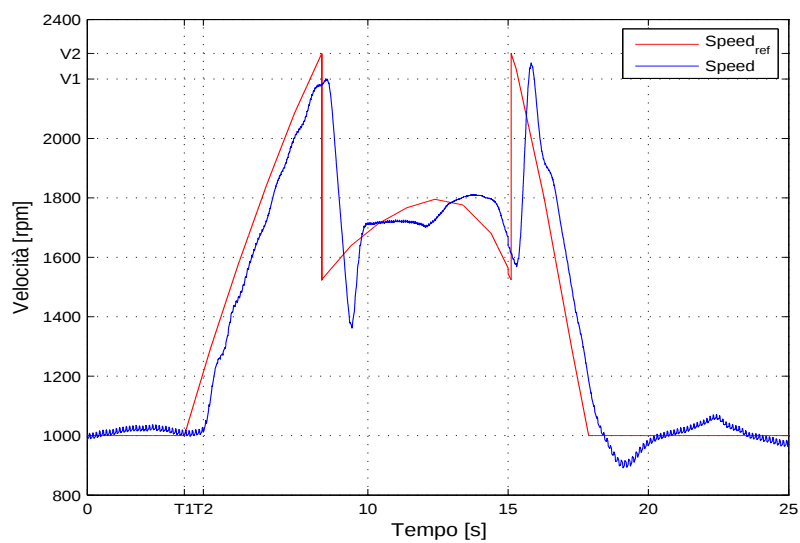
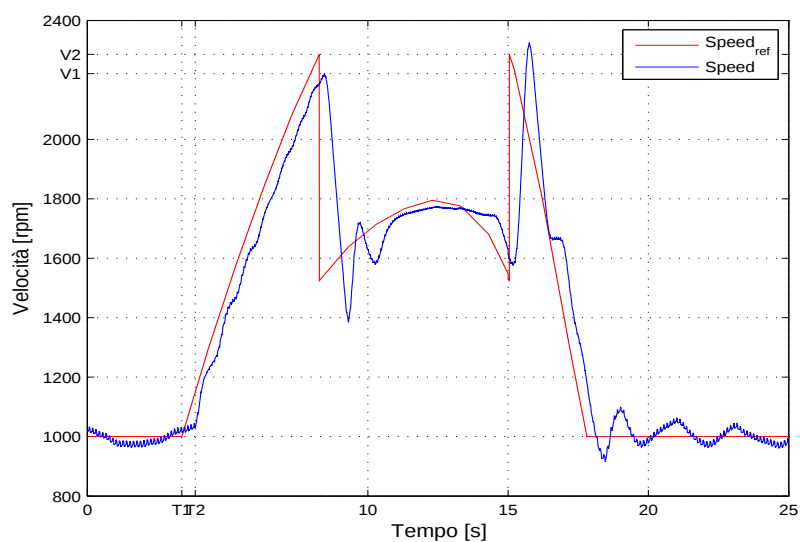
L'idea per i tentativi successivi è stata quella di fissare k_i e aumentare gradualmente k_p . La scelta del primo è stata fatta sulla base dei risultati

(a) $k_p = 0.1$ $k_i = 0.8$ (b) $k_p = 0.1$ $k_i = 1$ Figura 3.6: Andamenti delle velocità con aumento di k_i

ottenuti nelle prove precedenti. In particolare si è preso un valore che non introducesse oscillazioni nell'andamento di velocità. Per questo motivo si è scelto $k_i = 0.6$. In questa configurazione sono state eseguite due prove con rispettivamente $k_p = 0.3$ e $k_p = 0.5$

I risultati delle due prove sono riportati in Figura 3.7 e Tabella 3.4. Come ci si aspetta la riduzione della componente integrale del regolatore provoca un aumento di ϵ_m^r e ΔV .

E' evidente come il sistema di controllo così configurato non sia adatto per

(a) $k_p = 0.3$ $k_i = 0.6$ (b) $k_p = 0.5$ $k_i = 0.6$ Figura 3.7: Andamenti delle velocità delle prove con aumento di k_p

le simulazioni che verranno effettuate nel banco prova. Modificando le costanti del regolatore fino al limite della stabilità non si ottiene comunque un risultato sufficiente. E' quindi necessario pensare ad una soluzione tecnica diversa.

Tabella 3.4: Risultati relativi alle prove con aumento di k_p

Grandezza	Valore	Unità
ΔV	86	[rpm]
ΔT	0.67	[s]
ϵ_m^r	107	[rpm]

(a) $k_p = 0.3$ $k_i = 0.6$

Grandezza	Valore	Unità
ΔV	65	[rpm]
ΔT	0.5	[s]
ϵ_m^r	89	[rpm]

(b) $k_p = 0.5$ $k_i = 0.6$

3.2 Sistema tipo 2

Dall'analisi delle prime prove effettuate sono stati evidenziati alcuni aspetti critici della dinamica del banco. In particolar modo ci si è concentrati sulla rampa di velocità. Durante la fase di accelerazione infatti il profilo di velocità non riesce a raggiungere il riferimento. Modificando le costanti del regolatore è stato possibile diminuire l'errore, ma non annullarlo.

La teoria dei controlli automatici definisce il tipo di un sistema sulla base dell'errore a regime rispetto ad un segnale canonico. In particolare un sistema di tipo 1 segue la rampa lineare con un errore costante e diverso da zero. Questo è proprio il caso incontrato durante le prime esperienze.

Si può dimostrare che il tipo di un sistema retroazionato è legato alla molteplicità dello zero nell'origine della funzione di trasferimento dell'anello in catena aperta.

$$G(s) = \frac{K_B}{s^v} \cdot G_1(s) \quad (3.1)$$

Con:

$G_1(s)$: tiene conto di tutti i poli e gli zeri che non sono nell'origine. Per semplicità si ipotizza $G_1(0) = 1$.

Ipotizzando che la funzione di trasferimento dell'anello in catena aperta sia nella forma (3.1), si ricava l'espressione della funzione di trasferimento dell'anello retroazionato (3.2).

$$W(s) = \frac{K_B G_1(s)}{K_B G_1(s) + s^v} \quad (3.2)$$

L'errore è pari alla differenza a regime ($t \rightarrow \infty$) tra il segnale canonico $\delta_{-(k+1)}(t)$ e la risposta a tale segnale $w_{-(k+1)}(t)$. Applicando il teorema del valore finale alla (3.3) si ottiene la (3.4) da cui si può trovare il valore dell'errore, e quindi il tipo del sistema, al variare di v .

$$e_{rp}^{(k+1)} = \lim_{t \rightarrow \infty} [\delta_{-(k+1)}(t) - w_{-(k+1)}(t)] \quad (3.3)$$

$$\begin{aligned} e_{rp}^{(k+1)} &= \lim_{s \rightarrow 0} s \cdot \left[\frac{1}{s^{k+1}} - W(s) \frac{1}{s^{k+1}} \right] \\ &= \lim_{s \rightarrow 0} \frac{s^{v-k}}{K_B G_1(s) + s^v} \end{aligned} \quad (3.4)$$

$$e_{rp}^{(k+1)} = \begin{cases} 0 & \text{per } v > k, \\ \frac{1}{K_B} & \text{per } v = k, \\ \infty & \text{per } v < k. \end{cases} \quad (3.5)$$

Dalla (3.5) si vede che il sistema è di tipo k se e solo se $v = k$.

Pur non conoscendo con esattezza la funzione di trasferimento della catena di controllo è comunque possibile intuirne la struttura. Infatti l'inverter, il motore DC, i componenti meccanici e tutti gli altri organi presenti nel sistema introducono dei ritardi nel controllo del banco. In generale quindi si può esprimere questa parte della catena con la (3.6).

$$G_1(s) = \prod_i K_1 \cdot \frac{1}{1 + s\tau_i} \quad (3.6)$$

Ad essa va aggiunto il contributo del regolatore PI. La (3.7) rappresenta la funzione di trasferimento dell'anello aperto. Essa contiene un polo nell'origine di molteplicità 1. Di conseguenza il sistema con retroazione è di tipo 1, cioè segue la rampa lineare con errore di regime costante e diverso da zero.

$$G(s) = K_i K_1 \cdot \frac{1}{s} \prod_i \frac{(1 + s\tau_R)}{(1 + s\tau_i)} \quad (3.7)$$

Per annullare l'errore durante la rampa si è pensato di inserire un ulteriore polo nell'origine per aumentare il tipo del sistema. L'anello di controllo può quindi essere rappresentato come in Figura 3.8. Si può notare che in questo schema l'uscita del secondo integratore è ancora il riferimento di posizione per la leva dell'acceleratore. Di conseguenza l'uscita del regolatore PI rappresenta fisicamente la velocità del motorino DC.

La scelta di introdurre un'ulteriore costante k_α ha consentito di confrontare i risultati ottenuti con il sistema di tipo uno con quelli del nuovo sistema. In particolar modo sono state eseguite delle prove scegliendo k_p e k_i pari ai valori fissati nelle esperienze precedenti e andando ad agire su k_α . Così facendo si è cercato di mettere in evidenza l'azione del secondo integratore.

La funzione di trasferimento si modifica come indicato in (3.8).

$$G(s) = K_i K_1 K_\alpha \cdot \frac{1}{s^2} \prod_i \frac{(1 + s\tau_R)}{(1 + s\tau_i)} \quad (3.8)$$

Considerando solo il regolatore e il secondo integratore la funzione di trasferimento è quella indicata in (3.9).

$$R(s) = k_i k_\alpha \cdot \frac{1 + s\tau_R}{s^2} \quad (3.9)$$

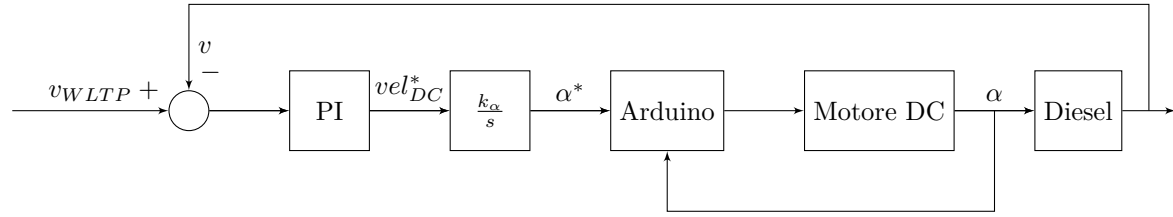
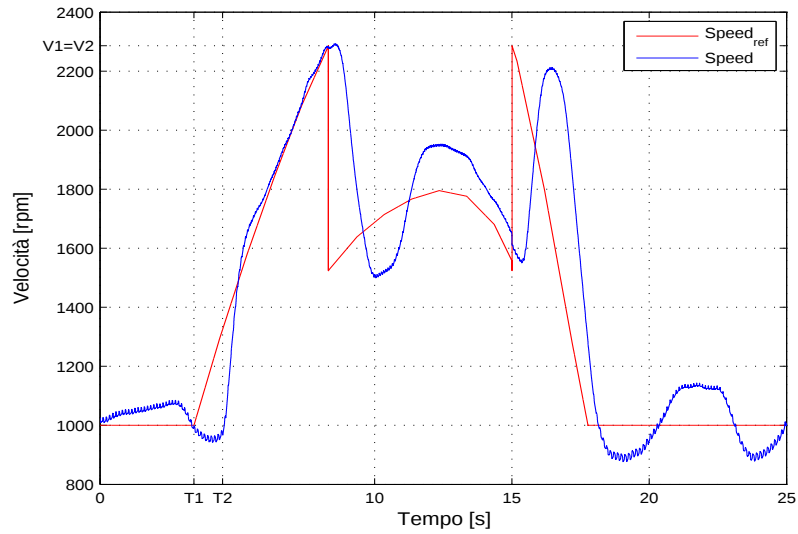


Figura 3.8: Schema dell'anello di controllo con sistema di tipo 2

La prima prova è stata eseguita con la scelta dei coefficienti riportata in Tabella 3.5. I risultati sono in Figura 3.9 e in Tabella 3.6.

Tabella 3.5: Scelta delle costanti dei regolatori per la prima prova

Coefficiente	Valore
k_p	1
k_i	0.5
k_α	0.5

Figura 3.9: $k_p = 1$ $k_i = 0.5$ $k_\alpha = 0.5$

Osservando il profilo di velocità si vede che l'errore durante la rampa viene effettivamente annullato. Di conseguenza al primo cambio marcia i segnali $Speed$ e $Speed_{ref}$ hanno lo stesso valore e quindi si ha $\Delta V = 0$.

Oltre al comportamento durante la rampa si vuole migliorare anche l'andamento compreso tra i due cambi marcia. Infatti come si vede da Figura 3.9, subito dopo il primo cambio marcia si ha un'ampia oscillazione della velocità attorno al riferimento. In particolar modo la sottoscillazione raggiunge valori

Tabella 3.6: $k_p = 1$ $k_i = 0.5$ $k_\alpha = 0.5$

Grandezza	Valore	Unità
ΔV	0	[rpm]
ΔT	1.04	[s]
ϵ_m^r	80	[rpm]

di circa 200[rpm] inferiori al riferimento. Per provare a ridurre questo errore si osservi Figura 3.10 in cui sono confrontati il riferimento di velocità e l'uscita del regolatore PI. Si può notare che il valore del segnale vel_{DC}^* all'uscita del PI assume valori compresi nell'intervallo $[-50; +50]$ ad esclusione dei picchi in corrispondenza dei cambio marcia in cui vale $vel_{DC} = \pm 80$. Da questa osservazione si è pensato di modificare le soglie del limitatore del regolatore, inizialmente impostate a $[-100; +100]$.

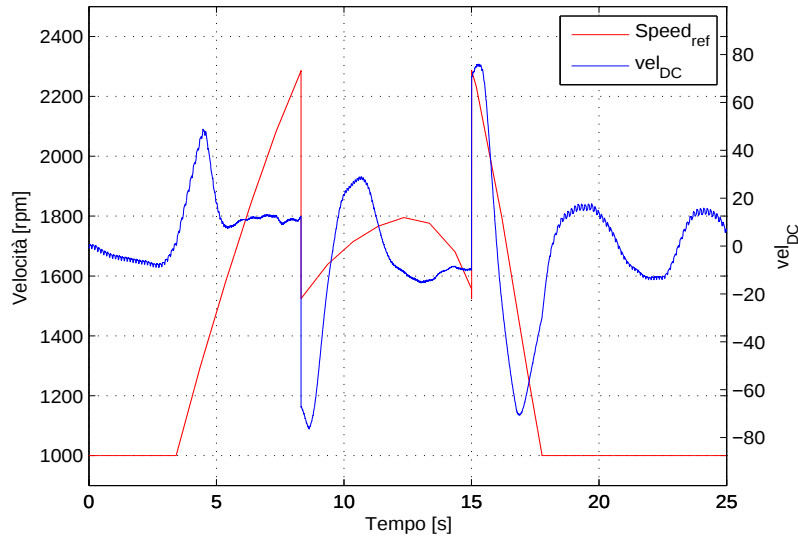


Figura 3.10: Confronto tra il riferimento di velocità e l'uscita del PI

Così facendo non sono stati riscontrati netti miglioramenti. In Figura 3.11 gli andamenti rosso e blu rappresentano rispettivamente il sistema con limitatore a $[-100; +100]$ e con limitatore a $[-50; +50]$. Si nota una lieve riduzione della prima sottoscillazione, mentre l'ampiezza della sovraoscillazione rimane invariata. Inoltre al secondo cambio marcia, il profilo blu di velocità rimane nettamente inferiore rispetto al riferimento.

E' importante notare che i fronti di salita e discesa dell'andamento in blu sono in ritardo rispetto all'andamento in rosso. Diminuendo ancora i valori del limitatore a $[-30; +30]$ (andamento viola) si verifica un aumento di tale ritardo. In questo caso il secondo cambio marcia avviene a velocità ancora più bassa e quindi con un errore maggiore rispetto al riferimento. Per non peggiorare la dinamica del sistema si è quindi preferito lasciare il limitatore con i valori iniziali.

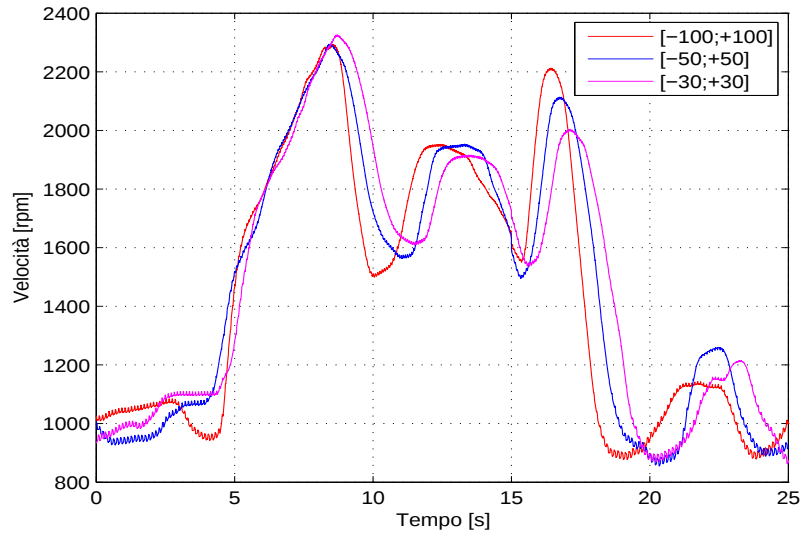


Figura 3.11: Profili di velocità con diverse scelte per il limitatore del regolatore

Tra i tentativi eseguiti per calibrare la scelta dei coefficienti del regolatore e del secondo integratore viene riportato di seguito solamente quello che ha permesso di ottenere i risultati complessivamente migliori. In questa prova sono stati scelti $k_p = 1$, $k_i = 0.2$ e $k_\alpha = 0.6$. I risultati sono riportati in Tabella 3.7.

Tabella 3.7: $k_p = 1$ $k_i = 0.2$ $k_\alpha = 0.6$

Grandezza	Valore	Unità
ΔV	0	[rpm]
ΔT	0.7	[s]
ϵ_m^r	65	[rpm]

Risulta interessante confrontare quest'ultima prova con il migliore risultato ottenuto senza il secondo integratore, cioè con il sistema di tipo 1. Osservando Figura 3.12 si vede che grazie all'inserimento del secondo integratore l'errore durante la rampa è stato annullato e le oscillazioni dopo il primo cambio marcia sono diminuite. Come svantaggio si ha che i fronti di salita e discesa durante i cambi di marcia vengono seguiti più lentamente.

Si può concludere che nonostante l'introduzione del secondo integratore abbia consentito il miglioramento di alcuni aspetti del sistema, complessivamente il banco non ha ancora le prestazioni dinamiche sufficienti per le applicazioni di simulazione e analisi che si vogliono implementare.

3.3 Feed forward

Per cercare di migliorare la dinamica del banco si consideri nuovamente la prima esperienza. In questa configurazione si era verificato che durante la rampa, la velocità misurata non riusciva a raggiungere il riferimento.

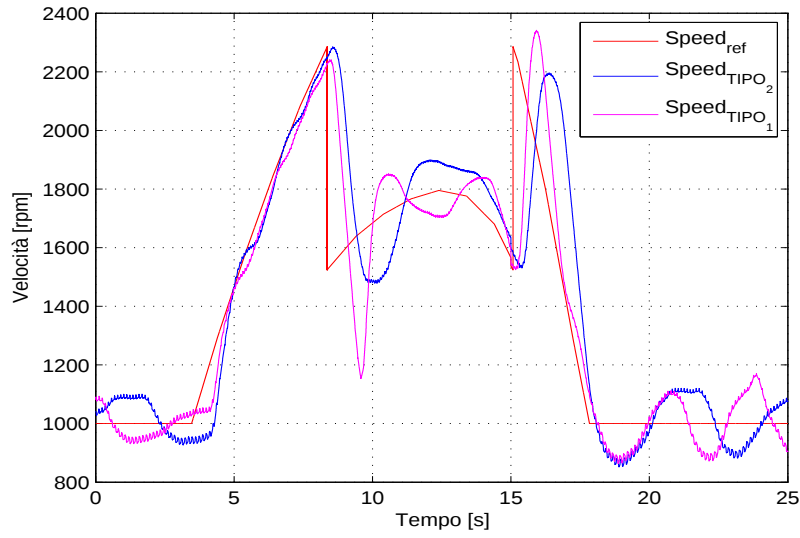


Figura 3.12: Confronto tra sistema di tipo 1 e tipo 2

Osservando la Figura 3.13 si nota che esiste un rapporto di linearità tra la velocità di rotazione e la posizione della leva dell'acceleratore.

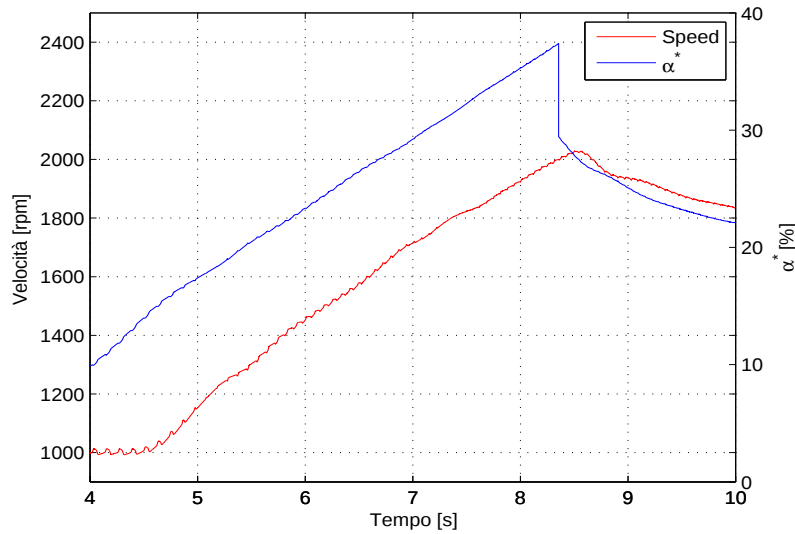


Figura 3.13: Particolare della rampa di velocità

Da quest'ultima considerazione nasce l'idea di sommare una certa quantità al segnale α^* , in modo tale che la velocità dell'albero riesca a seguire la rampa con errore nullo. Si vuole inoltre che tale quantità sia legata alla velocità di riferimento v_{WLTP} . In questo modo lo schema dell'anello di controllo può essere rappresentato come in Figura 3.14.

Per le prime prove con questa configurazione si è deciso di utilizzare un ciclo semplificato. In particolar modo sono stati esclusi i cambi marcia, in modo che

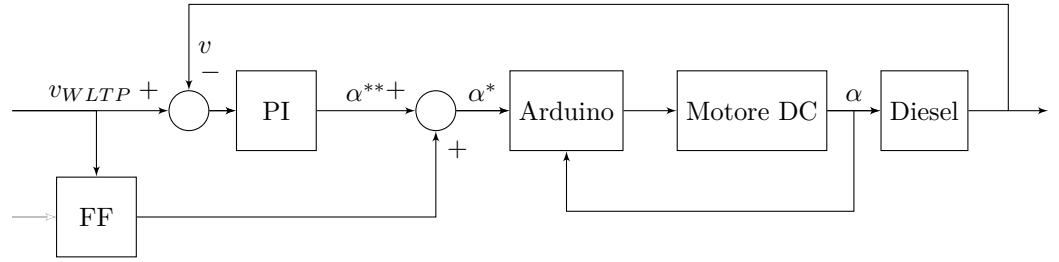


Figura 3.14: Schema dell'anello di controllo implementato

ci si potesse concentrare solo sulla rampa di velocità.

Il primo tentativo è stato eseguito utilizzando α^* riportato in (3.10). Si può notare che la quantità sommata è funzione della velocità di riferimento. In particolare con vel_{ref} costante, anch'essa è costante. In questo caso la quantità sommata è compensata dal regolatore PI che fa in modo che l'errore sia nullo. Diversamente se vel_{ref} cresce linearmente anch'essa segue lo stesso andamento.

$$\alpha^* = \alpha^{**} + \frac{v_{WLTP} - 75}{4} \quad (3.10)$$

Il risultato di questa prova è riportato in Figura 3.15. Si nota che la velocità durante la rampa rimane leggermente al di sopra del profilo. Inoltre alla fine della rampa, il riferimento diventa costante e pari a circa 1840[rpm] mentre la velocità ha un picco che raggiunge 2000[rpm]. Per queste ragioni sembra che la quantità sommata sia troppo grande.

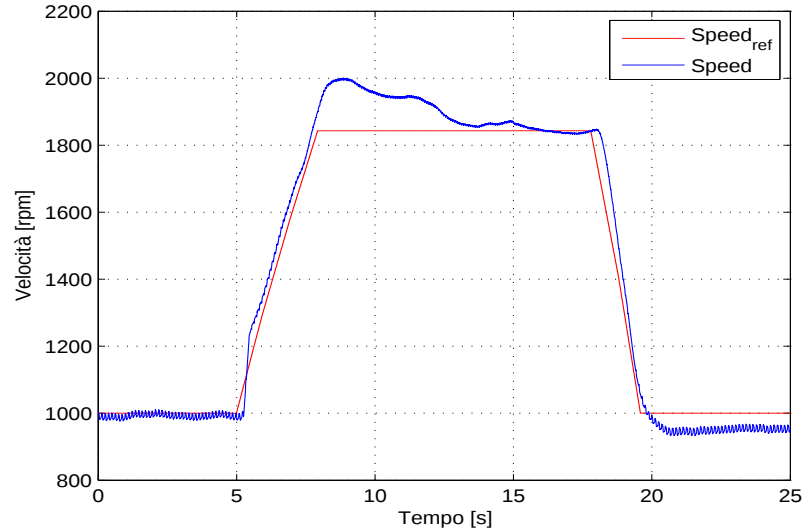


Figura 3.15: Prima esperienza con feed forward

Per migliorare si è quindi deciso di utilizzare la (3.11) come nuovo riferimento della posizione della leva dell'acceleratore.

Tabella 3.8: Risultati del sistema con feed forward modificato e ciclo intero

Grandezza	Valore	Unità
ΔV	0	[rpm]
ΔT	0.7	[s]
ϵ_m^r	43	[rpm]

$$\alpha^* = \alpha^{**} + \frac{v_{WLTP} - 100}{4} \quad (3.11)$$

I risultati ottenuti nel ciclo semplificato sono stati sufficientemente buoni per cui si è provato ad implementare il sistema nel ciclo intero con i cambi di marcia. In Figura 3.16 si possono vedere gli andamenti di quest'ultima prova. I risultati riportati in Tabella 3.8 confermano che con la scelta effettuata il sistema ha un buon comportamento durante la rampa. Inoltre negli istanti successivi al primo cambio marcia l'errore tra velocità e riferimento raggiunge al massimo 150[rpm].

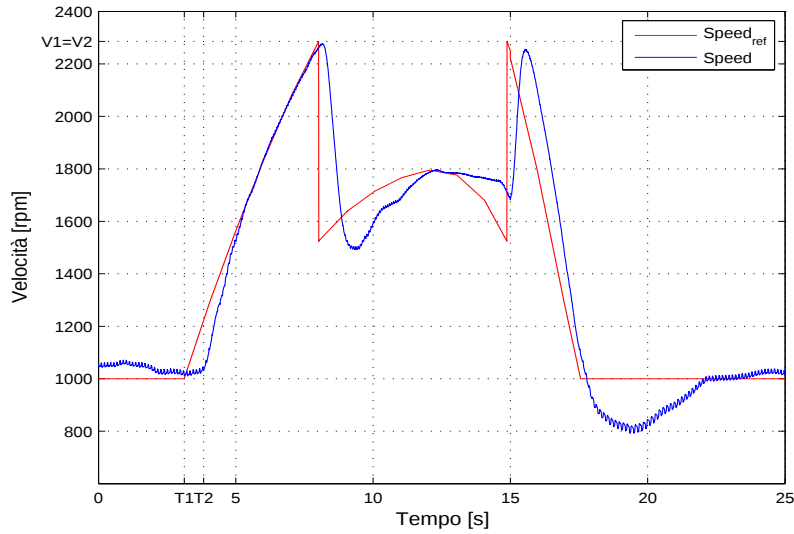


Figura 3.16: Esperienza con feed forward modificato

La dinamica del banco conseguita in quest'ultima prova con il feed forward supera indubbiamente i risultati conseguiti con gli altri tentativi (sistema di tipo 1 e di tipo 2). Si è riusciti ad ottenere un sistema in grado di seguire con sufficiente precisione il ciclo di riferimento, con errore nullo anche durante le rampe di velocità e con oscillazioni di ampiezza ridotta. Per questo motivo la configurazione dell'ultima esperienza viene scelta per le simulazioni sul veicolo ibrido che verranno eseguite sul banco.

3.4 Cambio Marcia

In questa sezione è riportato lo studio fatto per implementare il sistema cambio-frizione nel modello. Per semplicità l'analisi è stata fatta considerando una frizione monodisco a secco.

Si consideri il sistema di Figura 3.17 dove sono rappresentati il motore termico e un carico accoppiati tramite una frizione e un riduttore di coppia indicato con N .

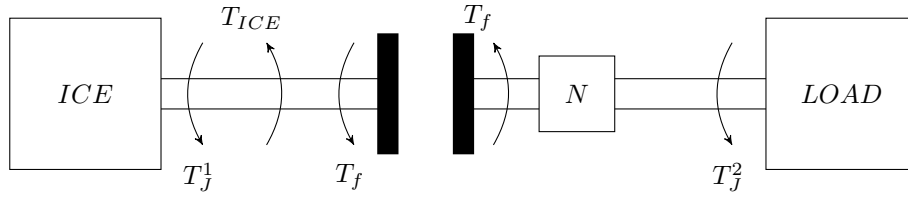


Figura 3.17: Accoppiamento tramite frizione e riduttore di coppia

Nel modello vengono trascurate le inerzie dei dischi della frizione e gli attriti. La massima coppia trasmissibile tra i due dischi dipende dalle loro dimensioni, dal materiale (in particolare dai coefficienti di attrito statico e dinamico) e dalla forza normale agente su di essi.

Il funzionamento della frizione si divide in due modalità differenti:

- Slittamento: le velocità angolari dei due dischi sono diverse. Si definisce per convenzione $\Delta\omega = \omega_{ICE} - \omega_L$;
- Aderenza: i due dischi ruotano alla stessa velocità per cui vale $\Delta\omega = 0$.

Osservando il modello è possibile esprimere il bilancio delle coppie come in (3.12). Esplicitando i valori delle coppie si ottiene la (3.13).

$$\begin{aligned} T_{ICE} &= T_f + T_J^1 \\ T_f &= \frac{1}{N} \cdot T_J^2 \end{aligned} \quad (3.12)$$

$$\begin{aligned} T_{ICE} &= T_f + J_{ICE} \cdot \frac{d}{dt} \omega_{ICE} \\ T_f &= \frac{J_L}{N} \cdot \frac{d}{dt} \omega_L \end{aligned} \quad (3.13)$$

Dalla (3.13) è possibile ricavare i valori di ω_{ICE} e ω_L esplicitando la derivata di queste grandezze e integrandole nel tempo come mostrato in (3.14).

$$\begin{aligned}
\frac{d}{dt}\omega_{ICE} &= \frac{T_{ICE} - T_f}{J_{ICE}} \\
\frac{d}{dt}\omega_L &= N \cdot \frac{T_f}{J_L} \\
\Downarrow \\
\omega_{ICE} &= \int \frac{T_{ICE} - T_f}{J_{ICE}} dt \\
\omega_L &= \int N \frac{T_f}{J_L} dt
\end{aligned} \tag{3.14}$$

E' possibile rappresentare le equazioni che regolano il funzionamento della frizione con lo schema a blocchi di Figura 3.18. La parte superiore dello schema calcola la velocità di rotazione dell'albero dalla parte del motore diesel. La parte inferiore invece calcola la velocità lato carico. In essa è indicato con T_L il prodotto tra la coppia trasmessa tra i dischi della frizione e N . Inoltre rispetto alla 3.14 è stata considerata la coppia dovuta al moto del veicolo T_{res} .

Le due velocità vengono poi confrontate e la differenza è l'ingresso del blocco T_{max} . Esso calcola la coppia trasmessa dalla frizione in funzione dello scorrimento tra i due dischi. Se T_{ICE} è inferiore alla massima coppia trasmissibile allora si è nel caso di aderenza tra i dischi e le due velocità sono uguali. Al contrario se la coppia motrice supera il valore limite i dischi slittano. In questo modo la coppia trasmessa risulta limitata.

Il blocco T_{max} quindi si comporta come un limitatore i cui limiti dipendono dalla pressione (e quindi dalla forza normale) agente sui dischi.

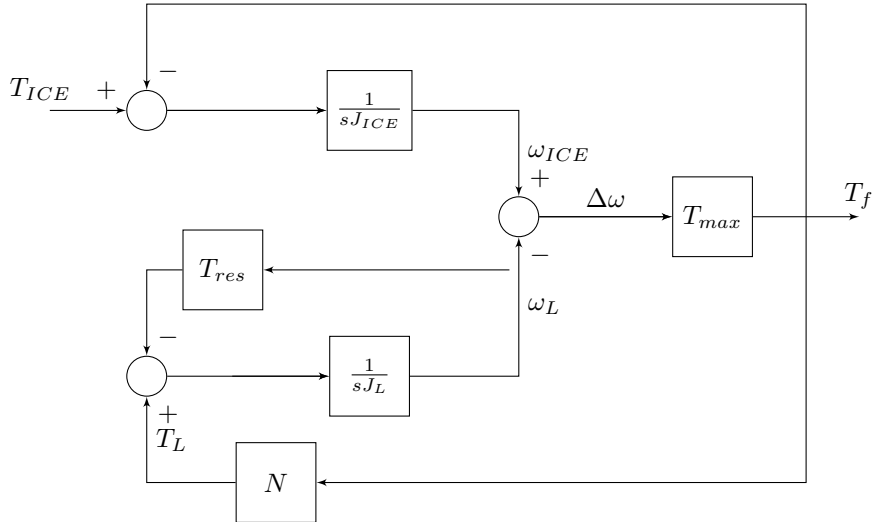


Figura 3.18: Schema della frizione

Durante il cambio della marcia i dischi si staccano e di conseguenza la pressione si annulla. In Figura 3.19 sono riportati gli andamenti generici della pressione tra i dischi e del rapporto di trasmissione durante la cambiata.

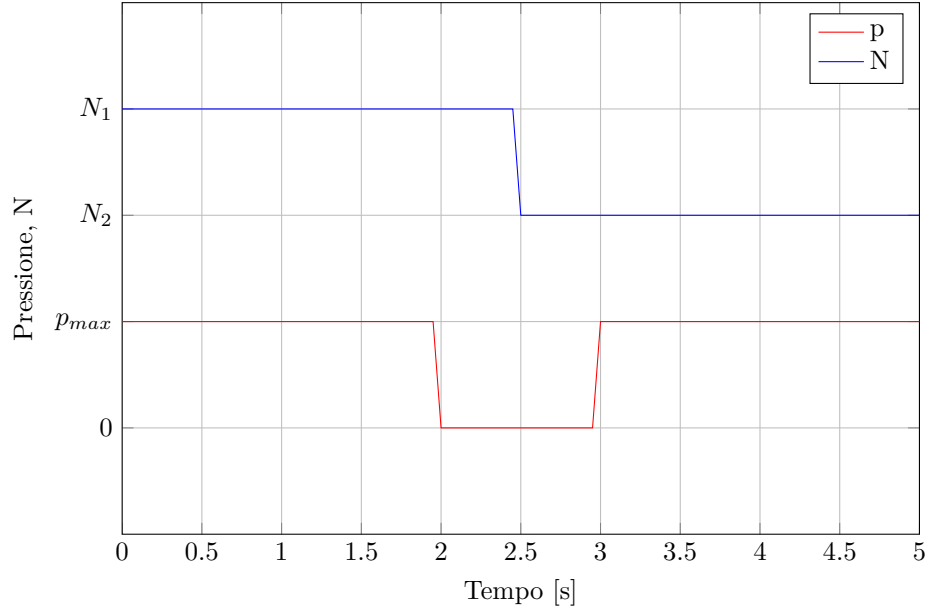


Figura 3.19: Pressione tra i dischi e rapporto di trasmissione durante il cambio marcia

Nel banco prova si è deciso di non implementare il modello completo della frizione fino ad ora descritto. Questa scelta è motivata dal fatto che un modello così complesso della trasmissione non è strettamente necessario a questo punto del lavoro di tesi. Infatti ai fini del calcolo della velocità del veicolo e della coppia di resistenza T_{res} è sufficiente avere a disposizione il rapporto di trasmissione N .

La scelta è stata quella di utilizzare una semplice logica a soglie: quando la velocità del veicolo supera un determinato valore istantaneamente si modifica il valore di N .

In questo modo a partire dalla velocità di rotazione dell'albero è possibile calcolare la velocità del veicolo tramite il rapporto di trasmissione e il raggio delle ruote.

$$\begin{aligned} v_{vei} &= \omega_r \cdot R_r \\ &= \frac{\omega_{ICE}}{N} \cdot R_r \end{aligned} \quad (3.15)$$

Con:

ω_r : velocità di rotazione delle ruote $[rad/s]$;

R_r : raggio delle ruote $[m]$;

ω_{ICE} : velocità di rotazione all'albero $[rad/s]$;

N : rapporto di trasmissione $[-]$.

Applicando la (3.15) alla velocità di Figura 3.16 si ottiene la velocità del veicolo di Figura 3.20. Osservando il risultato ci si accorge che il riferimento viene seguito fedelmente ad eccezione di due picchi in corrispondenza dei due cambi di marcia. La spiegazione di questi due spike sta nel fatto che il cambio

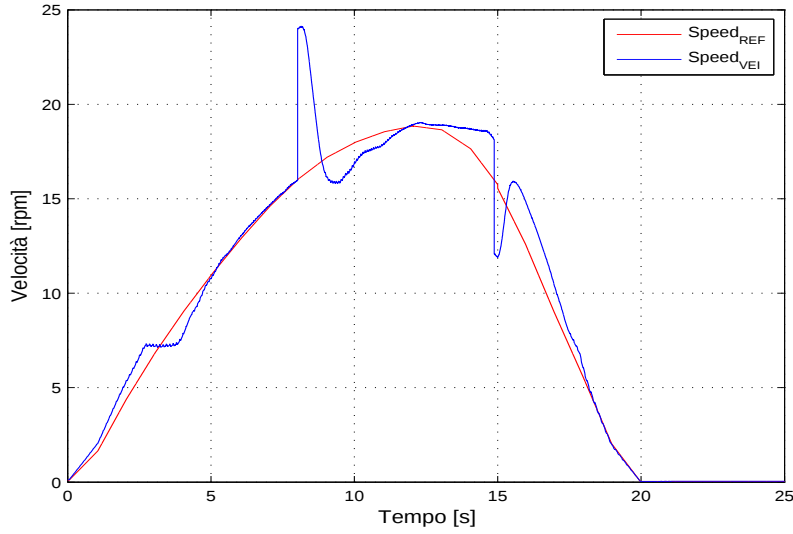


Figura 3.20: Velocità del veicolo

marcia è implementato tramite cicli IF che pongono delle soglie sulla velocità del riferimento. In questo modo non appena la velocità di riferimento supera i $16[km/h]$ si ha la variazione del rapporto di trasmissione e la conseguente variazione istantanea del riferimento. Diversamente la velocità misurata non riesce a variare a gradino, ma impiega un certo intervallo di tempo. Ci si trova quindi in una situazione in cui la velocità effettiva è molto superiore rispetto al riferimento, ma il rapporto di trasmissione è già quello della seconda marcia. Per questo motivo nel profilo di velocità del veicolo compaiono i due picchi che finiscono proprio quando la velocità all'albero raggiunge il riferimento. Il problema è quindi di natura "numerica".

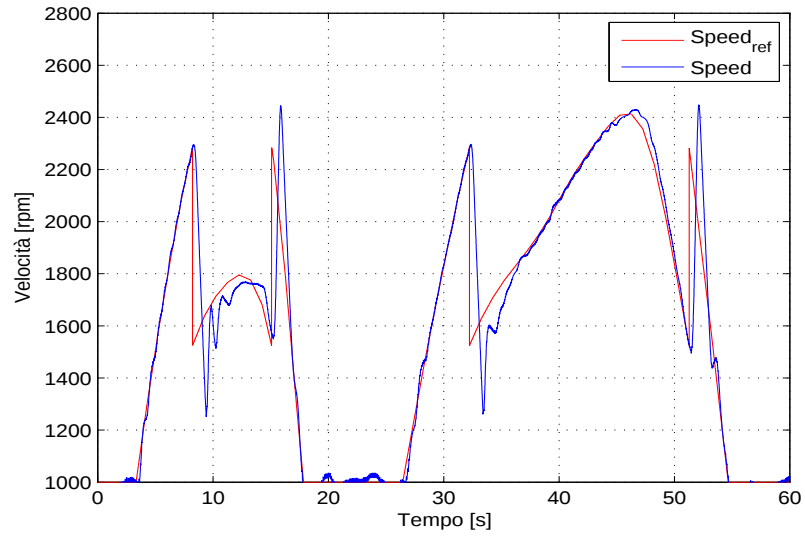
Pensando al cambio marcia in un veicolo reale è corretto che la velocità all'albero non vari istantaneamente. Infatti l'inserimento della frizione e il cambio rapporto richiede un certo intervallo di tempo.

Di conseguenza sia per risolvere il problema numerico degli spike nel profilo di velocità del veicolo e sia per simulare il tempo richiesto durante il cambio marcia, si è pensato di introdurre un cambio più graduale.

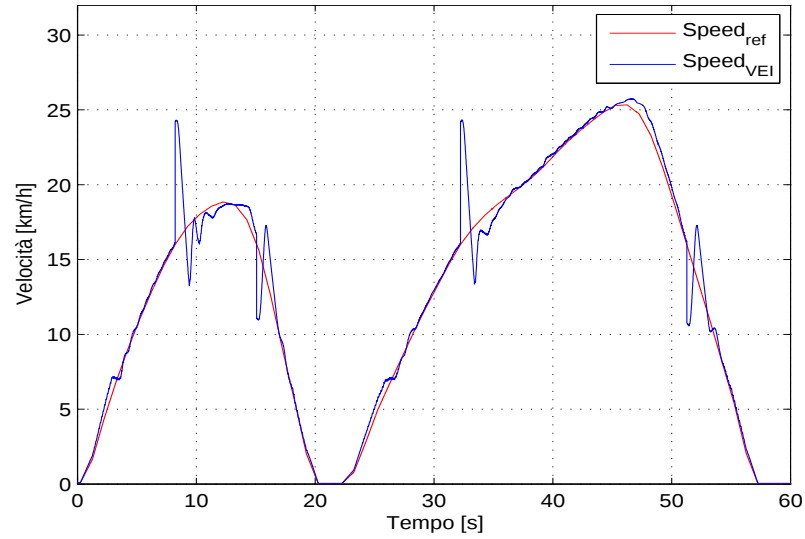
La prima idea è stata di implementare un filtro passa basso. In questo modo, scegliendo opportunamente la costante del filtro, è possibile smussare le variazioni a gradino rendendole meno brusche. Per le prove di questa sezione è stato allungato il ciclo di guida inserendo anche la seconda fase di accelerazione del ciclo WLTP Class 1.

Il primo tentativo è stato fatto prendendo la costante τ pari a $1[ms]$. Con questa scelta il risultato ottenuto è riportato in Figura 3.21. Non si notano netti miglioramenti rispetto al caso senza filtro. Ciò sta ad indicare che la costante è troppo piccola e che le componenti ad alta frequenza continuano a non essere filtrate.

Di conseguenza sono state eseguite diverse prove andando ad aumentare gradualmente la costante τ . Queste esperienze non hanno comunque fornito i risultati sperati. Infatti in alcune la costante è risultata troppo piccola e quindi



(a) Velocità all'albero

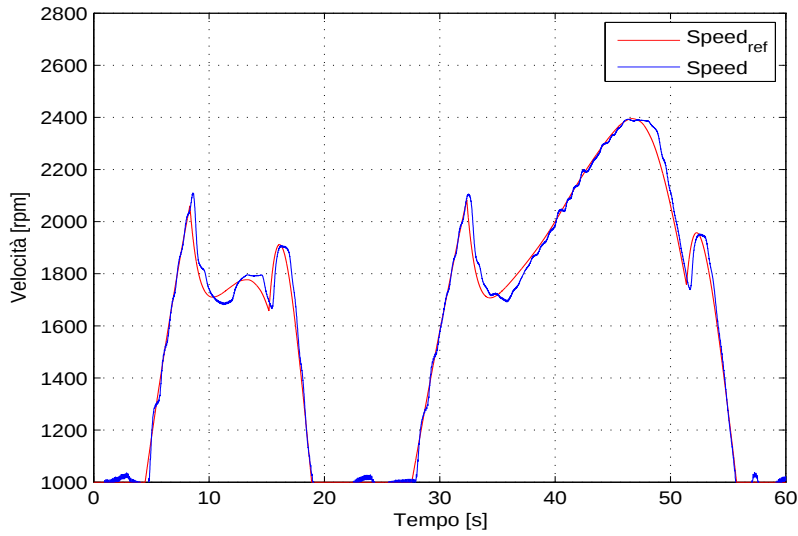


(b) Velocità del veicolo

Figura 3.21: Filtro passa basso con $\tau = 1[ms]$

non efficace, mentre in altre è risultata troppo elevata causando la deformazione del segnale di riferimento. Questo è il caso di Figura 3.22 in cui si è scelto il valore massimo $\tau = 1[s]$. Si vede chiaramente l'effetto del filtro durante il cambio marcia e la deformazione della curva che non risulta più simmetrica. In particolar modo il picco del riferimento al secondo cambio marcia raggiunge circa $1900[rpm]$, risultando inferiore a quello del primo cambio marcia.

Visti i risultati delle prove, si è deciso di abbandonare l'idea del filtro passa basso.

Figura 3.22: Prova con $\tau = 1[s]$

Si è quindi pensato di rendere il cambio marcia graduale grazie all'utilizzo di più gradini. Idealmente si è diviso ogni rapporto in più sotto-rapporti, in modo tale da non passare bruscamente da una marcia all'altra.

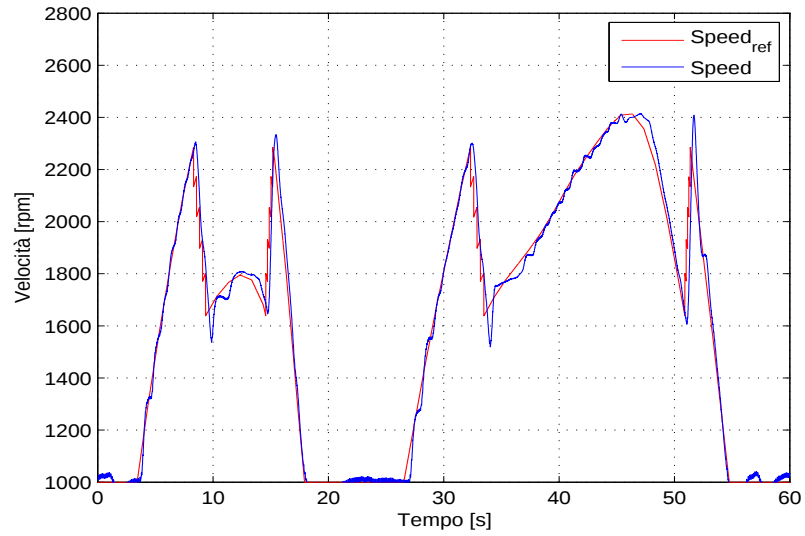
Il risultato della prova con gli step è riportato in Figura 3.23. In particolare osservando Figura 3.23b si nota che sono spariti gli spike al cambio marcia. Al loro posto ci sono comunque delle oscillazioni ma di ampiezza molto ridotta.

Il cambio marcia così ottenuto è sufficientemente graduale. Si è però voluto provare ad unire le due tecniche: il filtro passa basso ed i gradini. In questo modo il passaggio tra ogni singolo gradino avviene in modo meno brusco, favorendo il comfort durante la guida. Si è quindi inserito nuovamente il filtro e si è scelta $\tau = 0.05[s]$.

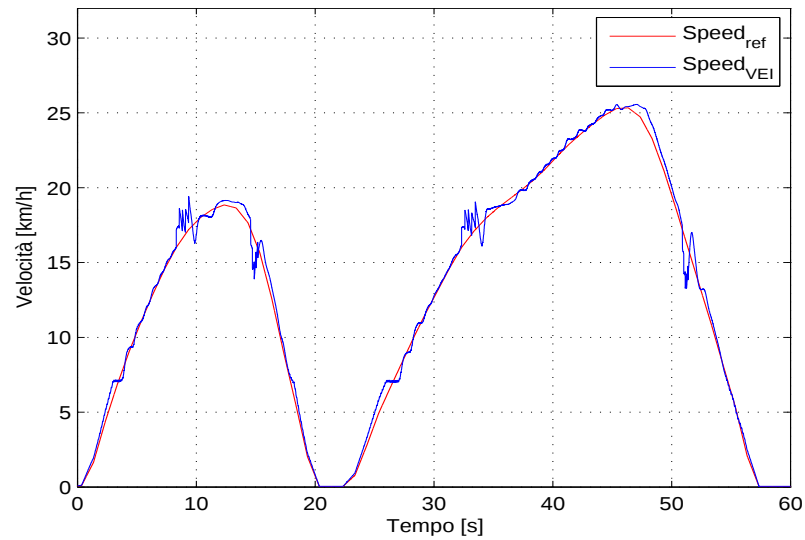
Il risultati sono in Figura 3.24. L'andamento è molto simile a quello della prova con i soli gradini ma è comunque migliorato grazie all'effetto del filtro.

Lo svantaggio del sistema così implementato è che il tempo impiegato per il cambio marcia non è costante, ma dipende dalla velocità di riferimento. Infatti la soglia di ogni gradino è fissata sulla velocità di riferimento. In questo modo se questa grandezza varia molto velocemente allora anche il cambio avviene in tempi molto rapidi. Al contrario, se il riferimento cresce o diminuisce lentamente allora anche il cambio richiederà tempi più lunghi. Il problema non si presenta fino a che vengono simulate le prime due fasi del ciclo WLTP. Infatti visti i livelli di accelerazione e decelerazione presenti, il cambio richiede un tempo leggermente superiore a $1[s]$. Se fosse implementato tutto il ciclo WLTP, nelle fasi successive il cambio richiederebbe più tempo in quanto i livelli di accelerazione e decelerazione sono inferiori. Il tempo richiesto per il cambio marcia dipende quindi dal ciclo di riferimento implementato.

Le applicazioni future del banco del laboratorio potranno richiedere l'implementazione di cicli di riferimento molto diversi rispetto al ciclo WLTP attualmente in uso. Per questo motivo si è voluto svincolare il tempo richiesto per il cambio marcia dal profilo di velocità fornito come riferimento. L'obiettivo è



(a) Velocità all'albero

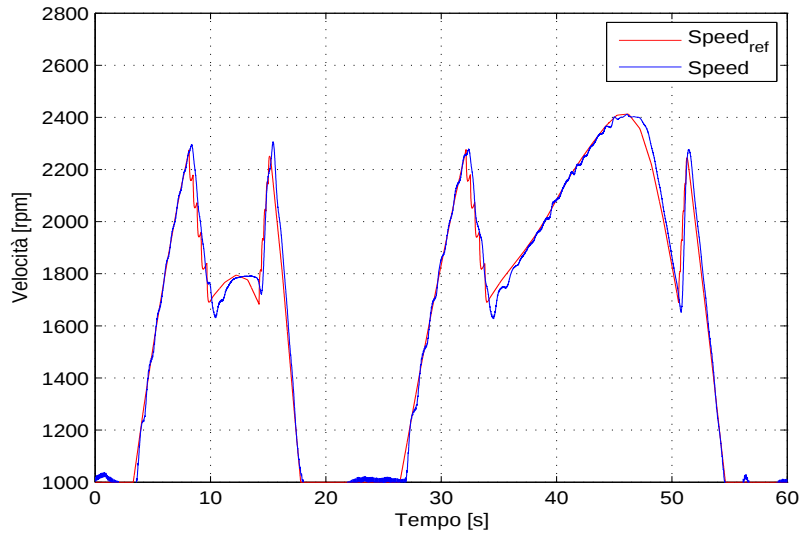


(b) Velocità del veicolo

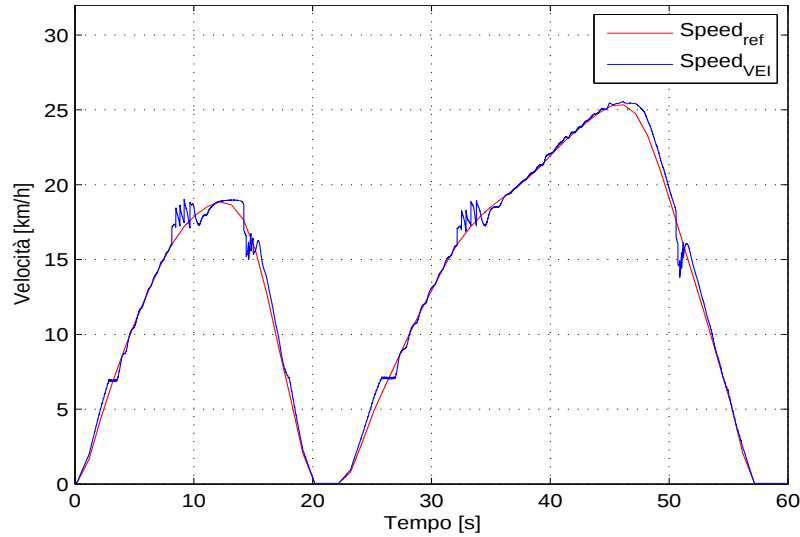
Figura 3.23: Andamenti di velocità con il cambio marcia a gradini

quello di ottenere un sistema in grado di variare il rapporto di trasmissione in un tempo costante e indipendente dal ciclo che si vuole simulare.

L'idea è stata quella di esprimere il rapporto di trasmissione N in funzione del tempo. Nel codice implementato è a disposizione una variabile temporale globale dell'esperimento che però non può essere utilizzata per questo scopo. Essa è impiegata per il calcolo della velocità del veicolo a partire dall'array delle accelerazioni ed è fatta in modo da avere l'istante zero nel momento in cui l'utente fa partire il ciclo tramite un comando dall'interfaccia grafica. Questo



(a) Velocità all'albero



(b) Velocità del veicolo

Figura 3.24: Andamenti di velocità con il cambio marcia a gradini e filtro con $\tau = 0.05[s]$

istante rappresenta quindi il riferimento per tutte le grandezze che dipendono da tale variabile. L'impiego di quest'ultima rende quindi necessario indicare dopo quanto tempo rispetto all'origine si hanno i cambi marcia. La posizione di questi istanti sull'asse temporale dipende dal ciclo di guida e nella realtà non si può conoscere a priori. Di conseguenza per ogni marcia è stata introdotta una variabile temporale locale con origine nell'istante in cui la velocità di riferimento del veicolo supera la soglia fissata per quella marcia.

A differenza di quanto fatto nei tentativi precedenti si è deciso di non utilizzare un rapporto di trasmissione a gradini, bensì a rampa lineare. Il valore del rapporto delle singole marce è quello definito nel primo capitolo di questo elaborato. Per ogni cambio marcia è stata interpolata la rampa lineare che consente il passaggio tra i due valori di N in un tempo fissato e pari a 1[s]. In Figura 3.25 è riportato l'andamento di N . Il cambio marcia tra la prima e la seconda è indicato nell'asse temporale con $< T1 - T1 >$ e richiede esattamente 1[s]. Analogamente anche per i rapporti successivi è richiesto lo stesso intervallo di tempo.

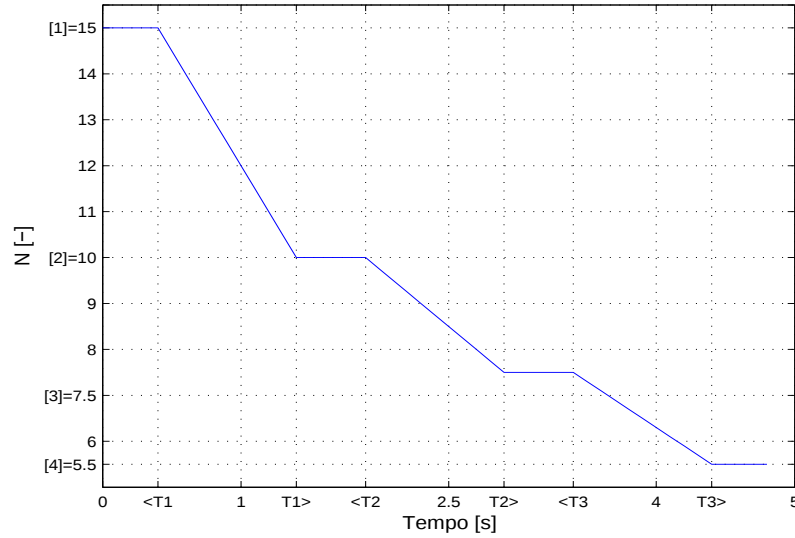


Figura 3.25: Andamento delle funzioni a rampa definite per il rapporto di trasmissione

3.5 Inerzia

Fino ad ora si è trascurata l'inerzia del veicolo. Questa ipotesi ha consentito di lavorare alla dinamica del banco con valori di coppia resistente molto ridotti. Ciò ha permesso di eseguire tutte le operazioni senza il rischio di danneggiare il motore termico e di risparmiare sul consumo del carburante.

Per rendere il modello realistico è necessario considerare anche la componente inerziale nel bilancio delle forze agenti sul veicolo.

Nel codice dSPACE quindi sono state implementate le relazioni della forza inerziale e della massa equivalente ricavate in (2.5) e (2.6), ed è stata eseguita la prima prova.

Prima di esporre quanto ottenuto in questa esperienza è necessario analizzare il modo in cui viene calcolata l'accelerazione. Essa infatti è ottenuta eseguendo la differenza tra due valori di velocità misurati in due istanti successivi (rapporto incrementale). In questo caso il calcolo della coppia di riferimento del SPM viene calcolata a partire dalla velocità misurata e lo schema implementato è quello di Figura 3.26. Nonostante la velocità misurata venga filtrata in fase di acquisizione del segnale, essa è comunque molto sporca. Di conseguenza se si

esegue la derivata della velocità si ottiene un andamento frastagliato con molti picchi. Dalla prima prova si è ottenuto un risultato di questo tipo che si allontana dalla realtà fisica.

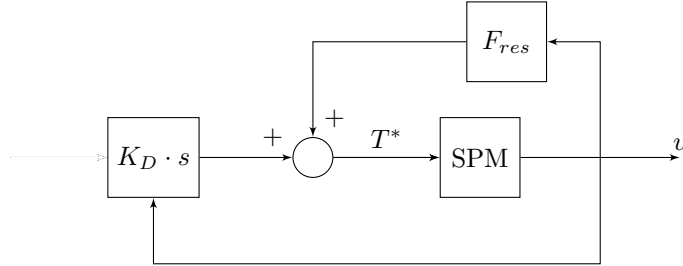


Figura 3.26: Schema con calcolo della coppia resistente tramite la velocità misurata

Questo problema è di natura numerica e il primo tentativo fatto per cercare di risolverlo è stato quello di filtrare il segnale dell'accelerazione. In Figura 3.27 sono riportati in rosso la coppia resistente della prima prova e in blu il segnale filtrato con costante del filtro $\tau = 0.05[s]$. In entrambe le prove è stata fissata la massa statica del veicolo pari a $m = 10[kg]$ per evitare che gli spike di coppia potessero danneggiare il motore diesel.

L'andamento filtrato contiene molti meno picchi ma non è ancora sufficientemente regolare per rappresentare il reale profilo di coppia resistente.

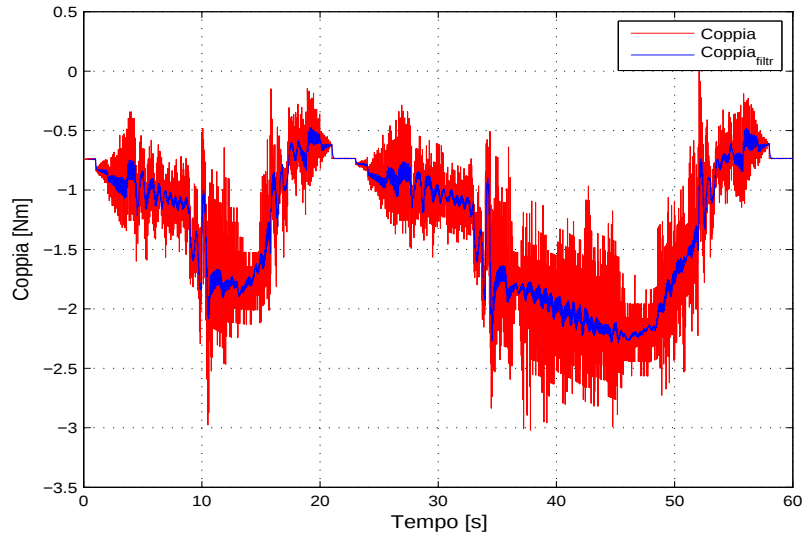


Figura 3.27: Coppia frenante ottenuta senza filtro e con filtro $\tau = 0.05[s]$

Per poter confrontare gli andamenti di coppia filtrata con l'andamento ideale è stata eseguita una simulazione Matlab. Con questa è stata possibile ricavare i valori di coppia resistente a partire dall'accelerazione calcolata con la velocità di riferimento. Inoltre il calcolo della coppia è stato fatto variando il valore della massa statica del veicolo da 0 a 400 $[kg]$ con step di 50 $[kg]$. Ciò consente di

valutare i valori massimi di coppia e di conseguenza mantenersi con un certo margine al di sotto del limite di coppia del ICE. I risultati sono riportati in Figura 3.28. La velocità del veicolo è riportata in rosso con tratto spesso. Con tratto fino è riportata la coppia al variare della massa statica. Nella simulazione non si è tenuto conto delle resistenze aerodinamiche e del rolling resistance. Per questo motivo la coppia resistente si annulla negli istanti T_1 e T_2 in cui la velocità del veicolo ha un massimo.

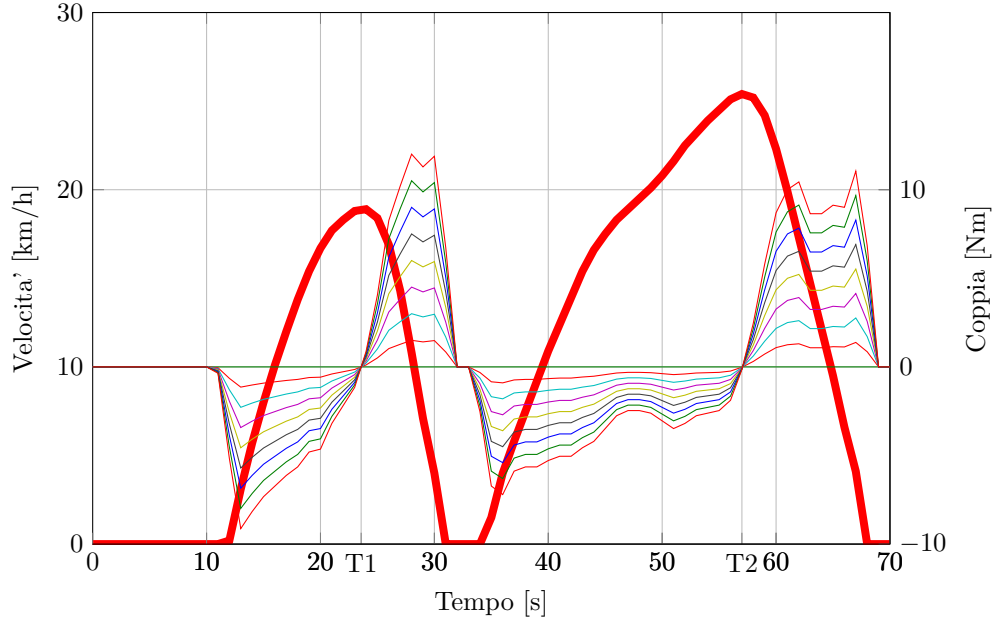


Figura 3.28: Coppia resistente simulata al variare della massa statica

Si può osservare che la curva di coppia resistente calcolata con massa statica pari a $400[kg]$ ha valore massimo di $12[Nm]$. Questo valore corrisponde con le scelte fatte durante il calcolo dei rapporti di trasmissione (2.11).

Nelle prove successive sul banco si è gradualmente aumentato il valore della costante del filtro passa basso. I risultati di queste prove non vengono riportati in quanto non ancora soddisfacenti. Per raggiungere buoni andamenti si è dovuto aumentare il valore della costante fino a $\tau = 3[s]$ e successivamente $\tau = 5[s]$. I risultati di queste due prove sono riportati in Figura 3.29 e sono messi a confronto con quanto ottenuto dalla simulazione numerica, indicato con $Coppia_{SIM}$. Per queste due prove la massa statica è stata aumentata a $50[kg]$ e sono state reintrodotte la resistenza aerodinamica e la resistenza al rotolamento.

L'azione del filtro rende la coppia resistente molto più omogenea e quindi più adatta ad essere utilizzata nel banco come riferimento per il motore SPM. Come svantaggio però si ha l'introduzione di un ritardo che dipende dal valore di τ . Inoltre in Figura 3.29b si può osservare che il valore massimo raggiunto dall'andamento filtrato è inferiore rispetto a quello ideale. Entrambi gli effetti possono essere accettati se il profilo risultante non si allontana troppo da quello teorico. In questo caso infatti si avrebbe un sistema che non rappresenta con accuratezza il modello reale.

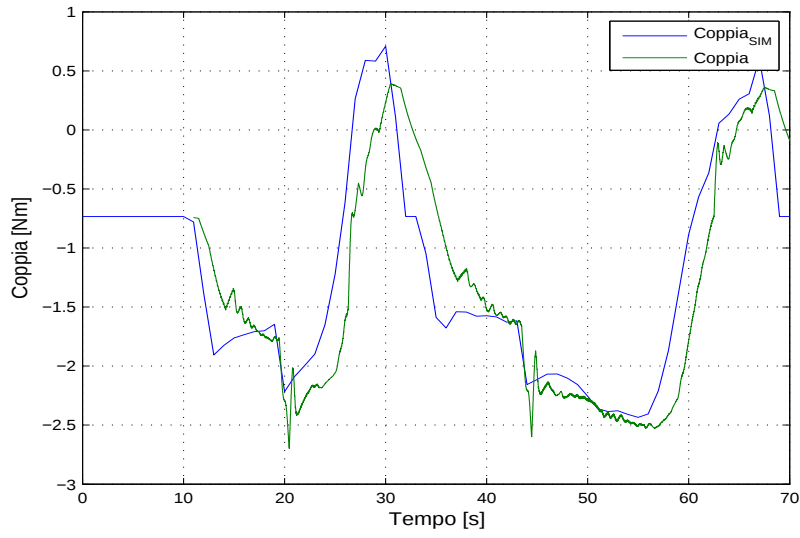
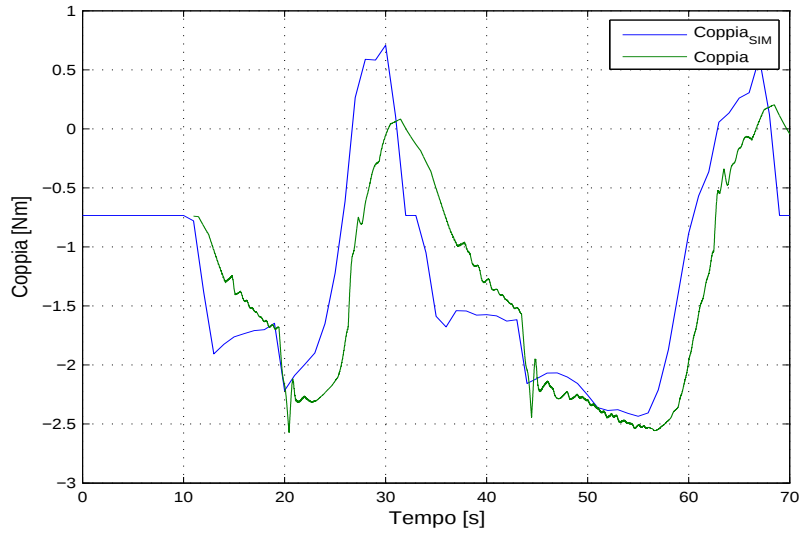
(a) Filtro con costante $\tau = 3s$ (b) Filtro con costante $\tau = 5s$

Figura 3.29: Coppia resistente filtrata

Per mettere in evidenza il ritardo è stata eseguita una prova con massa statica del veicolo $m = 200[kg]$ e costante del filtro $\tau = 3[s]$. Il risultato è riportato in Figura 3.30. Si può facilmente notare il ritardo nel tratto centrale a velocità nulla. In questi istanti infatti la forza inerziale e quindi la relativa coppia dovrebbero essere nulle e quindi dovrebbe essere presente il solo contributo negativo delle resistenze aerodinamiche e di rotolamento. Al contrario si può osservare che il segno della coppia resistente rimane positivo anche negli istanti iniziali della nuova fase di accelerazione.

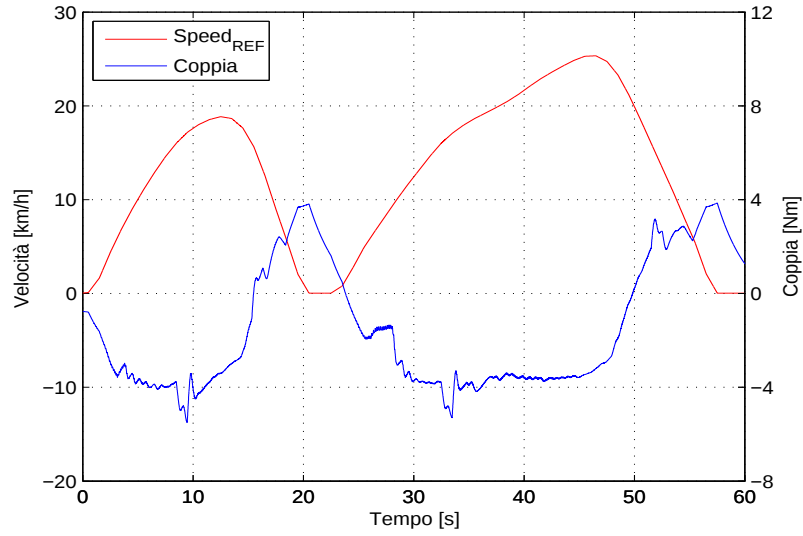


Figura 3.30: Particolare del ritardo introdotto dal filtro con $\tau = 3[s]$

Il filtro passa basso non può rappresentare da solo la soluzione al problema. Infatti un valore di τ troppo basso comporta un ripple di coppia resistente troppo elevato mentre aumentando tale valore si introduce un ritardo sempre maggiore.

Si è quindi pensato di eseguire una media del segnale di accelerazione a monte del filtro LPF. In questo modo il segnale in ingresso al filtro dovrebbe contenere minor ripple e ciò consentirebbe di scegliere un valore inferiore per τ . La media viene eseguita costruendo un array contenente il valore dell'accelerazione calcolato ad ogni iterazione e successivamente sommando tutti i termini e dividendo il risultato così ottenuto per le dimensioni dell'array. Ad ogni iterazione il nuovo valore di accelerazione calcolato va a sostituire il più vecchio e si ricalcola la media.

Inizialmente si è fissata la dimensione dell'array pari a 5. Con un valore così basso però l'effetto della media non è apprezzabile nell'andamento di coppia resistente. Questo valore è stato gradualmente aumentato fino al raggiungimento di un limite tecnico insuperabile. Infatti con un array di dimensioni superiori a 1000 il DSP non è più in grado di lavorare in real time con uno step di $DT = 100[\mu s]$. Ciò probabilmente è dovuto al fatto che il superamento di questa soglia esaurisce la memoria veloce disponibile provocando così l'utilizzo di una memoria il cui accesso richiede un tempo superiore. E' stata quindi abbandonata l'idea di operare sul segnale a monte del filtro passa basso.

In queste prove fatte per inserire il contributo inerziale del veicolo il calcolo dell'accelerazione è sempre stato fatto a partire dalla velocità misurata. Ciò ha introdotto delle difficoltà di natura numerica. Tali problematiche non sarebbero presenti se fosse utilizzata la velocità di riferimento e non quella misurata. Affinchè questa operazione non introduca degli errori è necessario che il riferimento sia seguito con errore nullo o trascurabile in modo da poter confondere i due andamenti. Con il ciclo implementato fino ad ora questa ipotesi è valida e di conseguenza si è deciso di utilizzare il profilo di riferimento per il calcolo dell'accelerazione. Lo schema implementato è quello di Figura 3.31.

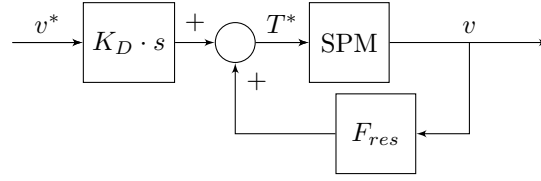


Figura 3.31: Schema con coppia resistente calcolata tramite la velocità di riferimento

L'accelerazione ottenuta come differenza tra valori di velocità calcolati in istanti successivi presenta un andamento a gradini di ampiezza di $1[s]$. Ciò si spiega tenendo presente che la velocità di riferimento è ottenuta integrando l'array di accelerazione del ciclo WLTP il quale presenta un andamento a gradini di durata $1[s]$. Di conseguenza la differenza tra due velocità calcolate a distanza DT rimane costante fino allo step successivo. In Figura 3.32 è riportato l'andamento a gradini ottenuto nella prova con massa statica pari a $50[kg]$ e tenendo in considerazione l'inerzia come unica forza resistente. L'analisi del tratto centrale a velocità nulla consente di verificare che il ritardo è nullo e che all'annullarsi della velocità anche la coppia inerziale si annulla.

La prima soluzione per ricavare un andamento continuo da quello a gradini è stato applicare un filtro passa basso con $\tau = 0.3[s]$ e il risultato ottenuto è quello di Figura 3.33. Il filtro introduce un ritardo di circa $1.5[s]$.

La seconda idea è stata quella di fare la differenza tra due valori di velocità calcolati in istanti non adiacenti. Il rapporto incrementale quindi può essere espresso come in (3.16).

$$a = \frac{v_n - v_{n-k}}{t_n - t_{n-k}} = \frac{v_n - v_{n-k}}{k \cdot DT} \quad (3.16)$$

Per determinare quale sia il valore di k tale da ottenere un buon risultato è stata eseguita una simulazione Matlab con lo stesso step fissato per il banco prova $DT = 100[\mu s]$. Da questa simulazione si è trovato che un buon valore è compreso tra $k = 7000$ e $k = 9000$. Ciò significa che la differenza viene eseguita su due velocità calcolate a distanza di $k \cdot DT = 0.7 - 0.9[s]$. I risultati ottenuti con questi due valori non sono molto diversi: un valore inferiore di k comporta un ritardo inferiore ma un andamento che si avvicina all'onda a gradini. I ritardi ottenuti nelle prove con i due diversi valori di k sono comunque molto simili e pari circa a $0.7[s]$. Per questo motivo si riporta solamente la prova con $k = 9000$ in Figura 3.34 che ha rappresenta un buon compromesso tra ritardo e omogeneità della forma d'onda. Inoltre visto il ritardo inferiore e la migliore forma d'onda si è scelto di implementare questa soluzione rispetto alla precedente con filtro passa basso.

La scelta di utilizzare la velocità di riferimento per il calcolo dell'accelerazione consente di superare le problematiche di natura numerica che si avrebbero con l'utilizzo della velocità misurata. Questa soluzione però richiede che il profilo di riferimento sia seguito con errore nullo o molto piccolo. Tale ipotesi è rispettata con il ciclo WLTP utilizzato fino a questo punto ma potrebbe non esserlo con un ciclo diverso. E' quindi necessario trovare una soluzione valida indipendentemente dal ciclo che si vuole implementare. Le criticità sono rappresentate da profili con elevate pendenze e la soluzione è quella di introdurre un limitatore di derivata.

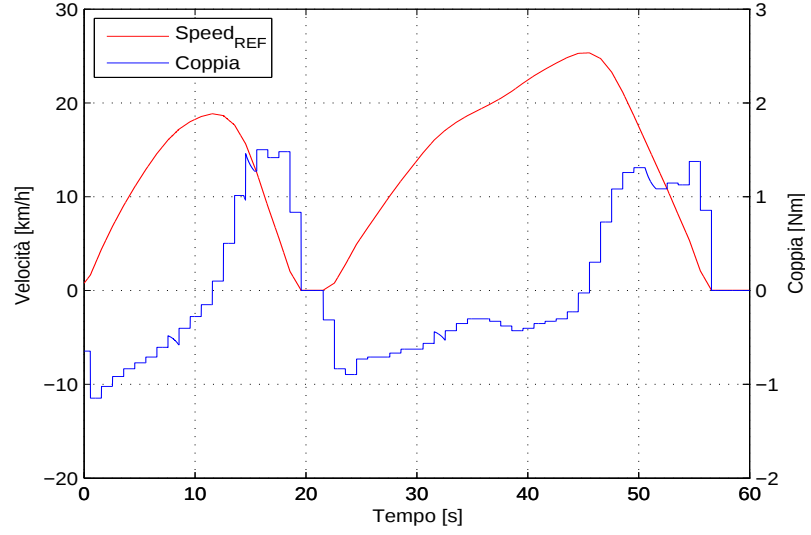


Figura 3.32: Coppia resistente a gradini ottenuta a partire dalla velocità di riferimento

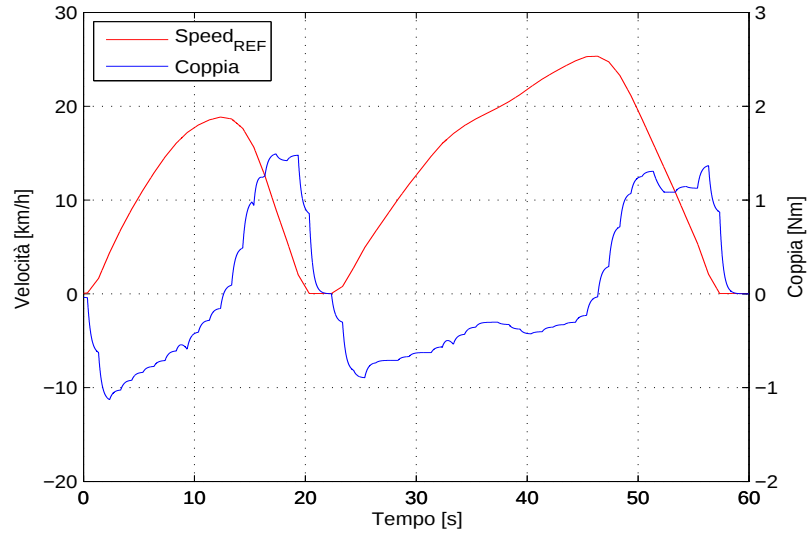
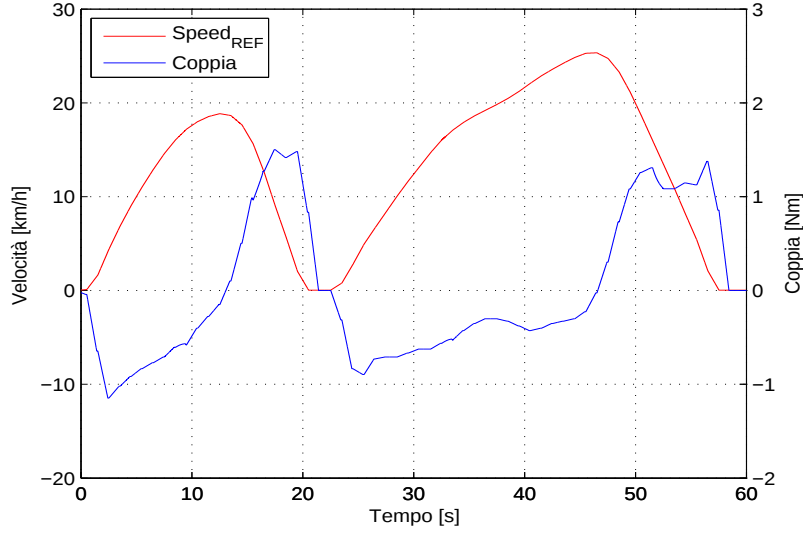


Figura 3.33: Coppia resistente ottenuta filtrando l'andamento a gradini con LPF e $\tau = 0.3[s]$

Figura 3.34: Coppia resistente ottenuta con $k = 9000$

Lo schema del controllo del SPM diventa quello di Figura 3.35. La grandezza v^* è ottenuta integrando la derivata della velocità. Quest'ultima è l'uscita del limitatore lim . Per fissare i parametri del limitatore è necessario determinare sperimentalmente la banda passante del segnale di riferimento che il banco è in grado di seguire con errore nullo. In questo modo se il segnale in ingresso v^{**} ha livelli di accelerazione proibitivi per la dinamica del banco grazie al limitatore della derivata si riporta l'accelerazione ad un livello tale da poter essere seguito dal banco.

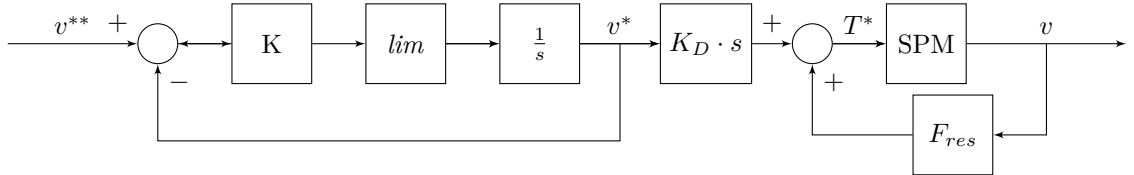


Figura 3.35: Schema di controllo con il limitatore di derivata

3.6 Conclusioni

Si vuole ora riassumere quanto fatto in questa parte del lavoro, evidenziando i motivi che hanno influenzato determinate scelte e che hanno permesso di prendere le decisioni finali.

Inizialmente il controllo del banco era affidato ad un sistema di tipo 1. In questa configurazione il riferimento di velocità viene confrontato con la velocità misurata e l'errore è l'ingresso di un PI. L'uscita del regolatore è la posizione della leva dell'acceleratore. Con questo tipo di sistema però non si è in grado di annullare l'errore alla rampa. Inoltre si è limitati nella scelta delle costanti dei regolatori a causa dell'instabilità.

Per annullare l'errore di regime alla rampa si è aumentato il tipo del sistema. Inserendo un secondo integratore a valle del regolatore PI si è ottenuto un sistema di tipo 2. Le prove hanno confermato quanto atteso dalla teoria dei controlli automatici ma, nonostante l'errore durante la rampa sia stato annullato, le prestazioni dinamiche del banco non sono state considerate sufficienti.

Osservando la linearità tra posizione della leva dell'acceleratore e velocità misurata, si è deciso di implementare un feed forward nell'anello di controllo. In particolar modo al segnale d'uscita del regolatore PI viene sommata una quantità legata al segnale di riferimento della velocità all'albero ricavata dal ciclo WLTP. I risultati ottenuti sono stati considerati adatti per le applicazioni future del banco.

L'ultima parte ha compreso l'analisi e la soluzione dei problemi legati al cambio marcia: un problema di natura numerica e il voler simulare un cambio marcia reale. Il primo consiste nella presenza di spike nel profilo di velocità del veicolo in corrispondenza ai cambi di marcia. L'altra questione riguarda il fatto che nella realtà il cambio marcia non avviene istantaneamente, ma richiede un certo intervallo di tempo. Per risolvere entrambe le questioni è stato in un primo momento implementato un filtro passa basso e successivamente si è passati ad un cambio marcia a gradini. La soluzione ottima è stata ottenuta con un insieme di queste due soluzioni. Lo svantaggio di quest'ultima però sta nel fatto che il tempo richiesto per il cambio marcia non è costante e dipende dalla velocità di riferimento del ciclo implementato. Per superare questo problema si è deciso di esprimere il rapporto di trasmissione come funzione del tempo con andamento a rampa lineare. In questo modo si ottengono prestazioni non molto differenti dalla soluzione con cambio a gradini e filtro, ma si ha il vantaggio che il tempo richiesto per il cambio marcia è costante qualsiasi sia il riferimento di velocità del veicolo.

L'ultima sezione descrive l'introduzione dell'inerzia del veicolo nel modello implementato. Da subito il calcolo della derivata della velocità è risultato difficoltoso. Infatti a causa del ripple nel segnale misurato l'accelerazione risulta molto frastagliata e l'andamento non rispecchia la realtà di un veicolo in moto. Si è quindi cercato di filtrare il segnale con un filtro passa basso. Questa soluzione ha però introdotto un ritardo significativo nel segnale. La soluzione finale è stata quella di utilizzare la velocità di riferimento e non quella misurata nel calcolo della coppia inerziale. Questo ha consentito di evitare i problemi di natura numerica. Tale scelta però richiede che il riferimento sia sempre seguito con un errore trascurabile. Per fare sì che questa ipotesi sia sempre verificata è stato inserito un limitatore di derivata.

Il banco ora è in grado di simulare un veicolo tradizionale lungo il ciclo normato di riferimento. Le prestazioni sono riportate in Figura 3.24.

Capitolo 4

Logica di Controllo del Veicolo Ibrido

Fino a questo punto del lavoro il banco è stato utilizzato in una configurazione tale da simulare un veicolo tradizionale, alimentato unicamente da fonti fossili. Per poter simulare un veicolo ibrido è stato aggiunto un secondo motore elettrico sincrono a riluttanza. La sua funzione è quella di rappresentare il motore elettrico di trazione del mezzo ibrido.

Questa parte del lavoro comprende l'analisi e lo sviluppo della logica di controllo del banco ibrido.

4.1 Architettura Parallelo

Poichè il banco è strutturato con i due motori elettrici e il motore termico calettati sullo stesso albero, la tipologia di veicolo ibrido che si può simulare più facilmente è quella con architettura parallelo. Risulta utile quindi una breve introduzione su questa struttura e sul suo funzionamento.

In questa tipologia di veicoli il motore termico è accoppiato meccanicamente alle ruote come in un veicolo tradizionale. Esso è assistito da un motore elettrico la cui potenza va a sommarsi a quella del motore a combustione tramite un accoppiamento meccanico. Il rapporto tra la potenza termica e la potenza elettrica installata fornisce il grado di ibridazione del veicolo.

Vista la sua struttura, il banco simula un veicolo appartenente alla categoria single-shaft. L'accoppiamento tra i motori si concretizza in un'operazione di somma tra le coppie, mentre la velocità di rotazione dev'essere la stessa.

In generale quindi si può rappresentare il veicolo con lo schema di Figura 4.1 in cui sono state indicate con T_{ICE} e T_M rispettivamente le coppie del motore termico e del motore elettrico, con MC l'accoppiamento meccanico e con T_{OUT} la coppia risultante. Si può esprimere la relazione che lega le coppie come in (4.1), dove le costanti k_1 e k_2 sono legate alla tipologia dell'accoppiamento meccanico.

$$T_{OUT} = k_1 \cdot T_{ICE} + k_2 \cdot T_M \quad (4.1)$$

In particolar modo nel banco ibrido l'accoppiamento meccanico è realizzato tramite il rotore della macchina elettrica. In questo caso $k_1 = k_2 = 1$.

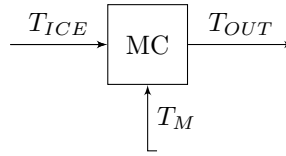


Figura 4.1: Schema di principio dell'accoppiamento meccanico tra ICE e motore elettrico

Lungo un ciclo di guida un veicolo ibrido con architettura parallelo può lavorare in diverse modalità di funzionamento:

- Trazione tradizionale: la trazione è a carico del solo motore termico, mentre il motore elettrico non contribuisce;
- Trazione elettrica: in questo caso solo il motore elettrico applica una coppia motrice per muovere il mezzo. In base al tipo di veicolo e alla struttura del sistema di trazione, il motore termico può essere disaccoppiato meccanicamente o meno dalle ruote. Il disaccoppiamento è eseguito tramite una frizione che evita di applicare all'albero la coppia resistente data dal movimento dei pistoni del motore diesel;
- Trazione ibrida: entrambi i motori sono attivi e applicano una coppia motrice;
- Frenatura rigenerativa: la macchina elettrica applica una coppia frenante. In questo caso il prodotto tra coppia e velocità è negativo e di conseguenza la macchina lavora come generatore e l'energia generata è utilizzata per ricaricare le batterie.

La logica con cui viene scelta la modalità di funzionamento nelle diverse fasi di un ciclo di guida deve tener conto di diversi aspetti. In primo luogo si cerca di far lavorare il motore termico nella zona di massimo rendimento. A causa dell'accoppiamento meccanico tra ICE e ruote questo non è sempre possibile. Inoltre non avendo la possibilità di ricaricare la batteria dall'esterno (come avviene nei PLUG-IN Vehicles) è necessario far lavorare il sistema in modo da mantenere lo stato di carica (SOC) ad un livello tale da non compromettere la durata di vita delle batterie.

4.2 Modo 1

Il primo aspetto analizzato è l'efficienza del motore termico durante il ciclo di guida. Essa è stata fissata come il criterio più importante nella scelta della modalità di funzionamento. Ovviamente in un modello più complesso è necessario tener conto anche di molti altri fattori tra cui la carica/scarica della batteria, la volontà del guidatore ecc.. . A questo punto del lavoro di tesi però si è preferito concentrare l'attenzione su un singolo aspetto per poi implementarlo nel banco. Per comprendere questa scelta bisogna tenere in considerazione il fatto che prima d'ora nel banco ibrido non era mai stato sviluppato un controllo per entrambi i motori elettrici e per il motore diesel. Infatti il banco era sempre

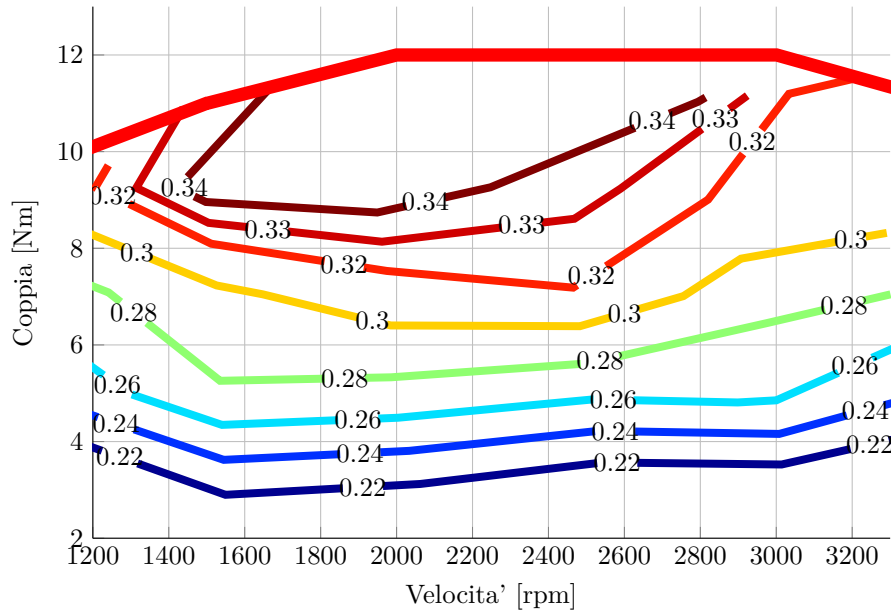


Figura 4.2: Mappatura dell'efficienza del motore diesel

stato fatto lavorare con un motore elettrico e il motore diesel, come nella prima parte di questa tesi. Di conseguenza si preferisce implementare un modello sufficientemente accurato ma non ancora completo. In questo modo si vuole favorire l'analisi delle problematiche legate all'integrazione del controllo delle tre macchine. Una volta ottenuti dei risultati soddisfacenti sarà possibile completare il modello. Per questo motivo si è deciso di non considerare in questa fase il funzionamento della batteria e le sue operazioni durante il ciclo. Si ipotizza che la batteria sia sufficientemente carica durante ogni fase del ciclo di guida.

La mappatura del rendimento del motore diesel è stata eseguita nel precedente lavoro di tesi ed è riportata in Figura 4.2. I valori trovati risultano essere leggermente superiori a quelli dichiarati dal costruttore. Ciò è dovuto a delle incertezze nella misura del consumo del carburante. In ogni caso si è deciso di non ripetere le misure e di lavorare con le curve già a disposizione. Tale scelta è dovuta al fatto che per la logica che si vuole implementare non è necessario sapere i valori esatti di rendimento del motore termico nei suoi punti di lavoro. Risulta invece fondamentale conoscere la posizione nel piano e il profilo delle curve iso-rendimento. Per questo motivo le misure già effettuate sono state valutate adatte all'applicazione finale. Si è comunque consapevoli del fatto che i rendimenti realmente ottenibili saranno inferiori rispetto a quanto stimato.

Nota la caratteristica di efficienza del motore diesel resta da trovare il punto di lavoro. Per fare questo è necessario conoscere la coppia erogata dal ICE per equilibrare la coppia resistente dovuta al moto. Il valore di quest'ultima è noto nel banco ed è pari al valore calcolato per il riferimento del motore SPM. Questo valore rappresenta la resistenza data dalla forza aerodinamica e dal rolling resistance riportate dalle ruote all'albero secondo il rapporto di trasmissione. Di conseguenza si conosce l'insieme dei punti di lavoro nel piano velocità-coppia lungo il ciclo di guida. Si deve osservare che il valore della forza resistente dovuta

al moto è nota solamente nel banco prova. Infatti in una situazione di guida reale essa non si può conoscere a priori. Nell'implementazione della logica di controllo si è comunque deciso di sfruttare la conoscenza del valore di coppia frenante. In questo modo si è potuto semplificare il sistema, pur sacrificando l'aderenza con il modello reale. Una volta ottenuti i primi risultati sarà possibile complicare il modello tenendo conto di questo aspetto.

Poichè con architettura parallelo il motore termico è meccanicamente accoppiato alle ruote, non è sempre possibile ottenere un funzionamento nel punto di massima efficienza. Essendo quindi vincolato alla velocità di rotazione, l'idea della logica di controllo dev'essere quella di lavorare nel punto di massimo rendimento relativo ad ogni singola velocità.

In primo luogo si vuole evitare che il motore termico lavori al di sotto di un certo rendimento. Per questo viene fissata una soglia al di sotto del quale il motore diesel rimane spento. In un veicolo reale è possibile realizzare il disaccoppiamento del ICE grazie ad una frizione, che svincola la sua rotazione da quella del motore elettrico e delle ruote. La configurazione attuale del banco non comprende questo dispositivo per cui il motore termico verrà mantenuto acceso e in rotazione ma con la leva dell'acceleratore al minimo. In questa fase quindi la propulsione del mezzo è completamente a carico del motore elettrico (modalità di trazione elettrica). Per questo motivo ad esclusione di alcuni casi particolari come la partenza in forte salita o con la presenza di vento molto forte, l'avvio del veicolo è a carico del motore elettrico. In questo modo si evita che il motore diesel lavori nei punti a più basso rendimento.

Diverso è il caso in cui il punto di lavoro si trovi al di sopra della soglia minima di rendimento. In questo caso sia il motore termico sia quello elettrico sono fatti lavorare. Il motore elettrico può erogare sia coppia motrice che coppia frenante, in modo tale da spostare il punto di lavoro verso le zone a rendimento più elevato.

L'ultimo caso è quello in cui la coppia richiesta supera la coppia massima erogabile dal motore termico. In questo caso il motore elettrico eroga coppia motrice per aiutare il diesel. Grazie a quest'ultimo aspetto il dimensionamento del motore a combustione risulta meno oneroso, visto che la coppia massima che deve erogare è inferiore rispetto a quella di un veicolo tradizionale.

Si può ora entrare più nel dettaglio della logica del controllo del banco. In Figura 4.3 è riportata la mappatura del diesel con linee tratteggiate. Sovrapposte ad essa sono riportate tre curve che identificano diverse zone nel piano: in blu la curva di coppia minima T_{min} , in verde la curva di coppia ottima T_{opt} e in rosso la curva di coppia massima T_{max} . La prima segue la curva di iso-rendimento con valore pari a 24%. La seconda è ricavata considerando il punto di massimo rendimento ottenibile per una data velocità. L'ultima curva è fornita dal costruttore e rappresenta la massima coppia erogabile dal ICE.

L'operazione che viene eseguita istante per istante consiste nel confrontare il punto di lavoro con queste tre curve. In base alla sua posizione viene definita la modalità funzionamento. In particolar modo, per una data velocità:

- $T_{ICE} < T_{min}$: il punto di lavoro si trova nel semipiano delimitato superiormente dalla curva blu, cioè al di sotto della soglia minima del rendimento. In tutti questi punti il riferimento della leva dell'acceleratore del diesel viene posto pari a zero. In questo modo viene bloccata (o ridotta al minimo)

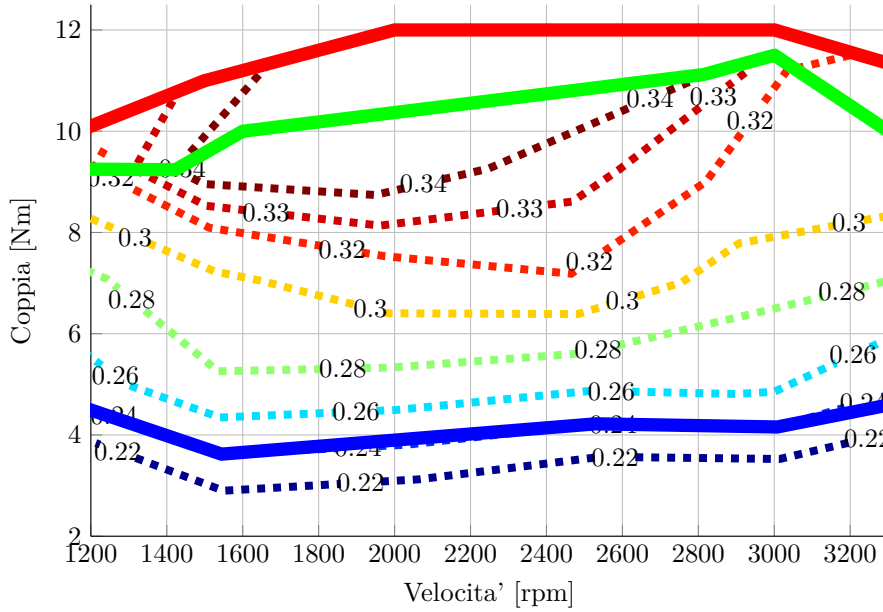


Figura 4.3: Regioni di funzionamento con Modo 1

l'iniezione di carburante. Diversamente il motore elettrico viene controllato in velocità in modo da riuscire a seguire il ciclo di riferimento.

- $T_{min} < T_{ICE} < T_{opt}$: il punto di lavoro si trova nel semipiano compreso tra la curva blu e quella verde. Si vuole fare in modo che il motore diesel lavori lungo la curva di coppia ottima. Per ottenere questo risultato al motore elettrico viene fornito un riferimento di coppia frenante pari in modulo a $T_{opt} - T_{ICE}$. In questo modo aumentano la coppia e la potenza assorbita dal diesel. In pratica si preferisce consumare di più ma con maggiore efficienza. L'energia elettrica prodotta nel funzionamento da generatore viene immagazzinata nel pacco batterie e utilizzata in altre fasi del ciclo. Per riuscire a seguire il riferimento il motore diesel è controllato in velocità.
- $T_{opt} < T_{ICE} < T_{max}$: il punto di lavoro è nel semipiano compreso tra la curva verde e quella rossa. In questo caso per portarsi sulla curva di coppia ottima è necessario che il motore elettrico fornisca coppia motrice. Una parte della coppia richiesta viene quindi fornita dal motore a riluttanza. Anche in questo caso il motore termico è controllato in velocità.
- $T_{ICE} > T_{max}$: il punto si trova nel semipiano delimitato inferiormente dalla curva rossa. Al motore elettrico viene fornito un riferimento di coppia motrice tale da far lavorare il diesel alla coppia massima.

4.3 Modo 2

Osservando la Figura 4.3 si può notare che la curva verde T_{opt} è molto più vicina a T_{max} e più lontana da T_{min} . Come conseguenza si ha che se il punto

di lavoro del diesel è appena superiore alla curva T_{min} , il motore elettrico deve erogare una coppia frenante molto elevata in rispetto ai valori di coppia in gioco nel banco. Se per esempio il motore diesel sta lavorando a $3000[rpm]$ con una coppia leggermente superiore a $4[Nm]$ secondo la logica il motore elettrico deve fornire quasi $8[Nm]$ di coppia resistente per spostare il punto di lavoro in corrispondenza a T_{opt} . Questo tipo di funzionamento introduce delle problematiche di diversa natura.

In primo luogo bisogna considerare la dinamica del banco. Infatti non è detto che il motore diesel sia in grado di seguire il riferimento di velocità con valori così elevati di coppia frenante.

In secondo luogo è necessario pensare al modello del veicolo. Viste le caratteristiche del motore diesel infatti il veicolo che si vuole rappresentare è un quadriciclo pesante. A causa della tipologia del mezzo si può supporre che le dimensioni del motore elettrico non siano molto elevate e di conseguenza non è garantito che sia in grado di fornire valori così elevati di coppia. Per lo stesso motivo bisogna riflettere sulle dimensioni del pacco batteria. Infatti visti gli elevati valori di coppia frenante è necessario verificare che l'energia elettrica generata non vada a sovraccaricare la batteria. Per superare tale problema si potrebbe ipotizzare che il mezzo abbia a disposizione un pacco batterie di dimensioni superiori. In questo modo però ci si allontanerebbe dalla configurazione realmente adottata nei veicoli di taglia così ridotta.

Dopo questa serie di considerazioni si è deciso di sviluppare una seconda modalità in grado di evitare gli aspetti appena esposti. Essa rimane invariata rispetto alla prima per quanto riguarda il funzionamento al di sotto della soglia minima di rendimento e al di sopra della coppia massima. Infatti nel primo è prevista la trazione puramente elettrica, mentre nel secondo si ha trazione ibrida in modo tale da mantenere la coppia erogata dal diesel entro i limiti consentiti.

La differenza sta invece nell'introduzione di una seconda curva di coppia ottima T_{opt}^1 , come si vede in Figura 4.4.

Questa logica quindi si distingue dalla prima per le seguenti fasi di funzionamento:

- $T_{min} < T_{ICE} < T_{opt}^1$: il punto di lavoro si trova nel semipiano compreso tra la curva blu e quella viola. Come nella prima modalità il controllo del motore elettrico dev'essere tale da consentire al diesel di lavorare in un punto a rendimento maggiore. In questo caso però non si considera il maggior rendimento ottenibile per quella data velocità, ma ci si accontenta di un valore intermedio. In questo caso il riferimento di coppia frenante è pari in modulo a $T_{opt}^1 - T_{ICE}$. Così facendo il riferimento di coppia per il riluttanza non supera mai $2[Nm]$;
- $T_{opt}^1 < T_{ICE} < T_{opt}$: il punto di lavoro è nel semipiano compreso tra la curva viola e quella verde. La macchina elettrica lavora ancora da generatore ed eroga una coppia in modulo pari a $T_{opt} - T_{ICE}$. La coppia del diesel quindi salta alla curva ottima superiore, raggiungendo i livelli di rendimento massimi.

Rispetto alla prima modalità si ottengono sicuramente livelli di rendimento più bassi. D'altra parte però si resta più vicini alla realtà del modello di veicolo che si vuole simulare e si evitano i problemi legati alla dinamica del banco.

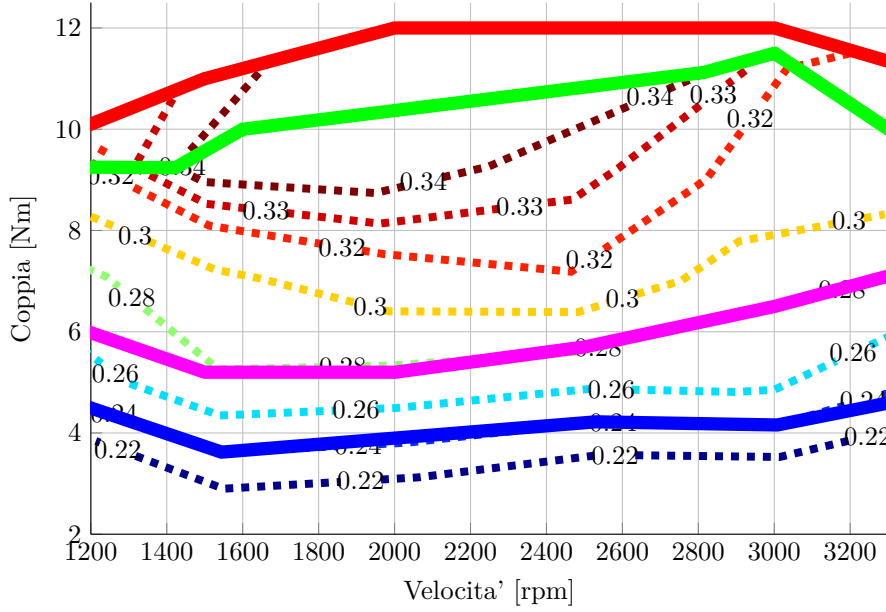


Figura 4.4: Regioni di funzionamento con Modo 2

4.3.1 Modo 2A

Nelle due modalità di funzionamento esposte in precedenza la posizione delle curve di coppia minima, ottima e massima è stata scelta per ottimizzare il rendimento del ICE durante il ciclo di guida. In particolare si è deciso di fissare una soglia di rendimento al di sotto della quale il motore termico non deve contribuire alla trazione. Questo vincolo si è tradotto nell'individuazione della curva T_{min} . Per valori di coppia inferiori ad essa il veicolo è in modalità elettrica pura. Diversamente per valori superiori il motore elettrico lavora per spostare il punto di lavoro del ICE sulle curve T_{opt} e T_{opt}^1 .

Si può osservare che la posizione della curva T_{min} determina il passaggio tra la trazione puramente elettrica a quella ibrida.

Lo spostamento di questa curva verso l'alto nel piano coppia-velocità comporta che la trazione rimanga elettrica fino a valori di coppia maggiori. Ciò comporta un maggiore utilizzo del motore elettrico e di conseguenza una maggiore scarica della batteria. Al contrario l'abbassamento della curva T_{min} ha come conseguenza l'inserimento del ICE per valori di coppia inferiori e quindi viene ridotta la fase di trazione puramente elettrica, consentendo così un minore utilizzo della batteria. Inoltre l'allontanamento della curva T_{min} da T_{opt} e da T_{opt}^1 rispettivamente nel Modo 1 e nel Modo 2, comporta un ampliamento della regione in cui il REL lavora da generatore per la ricarica del pacco batterie.

Al momento il modello sviluppato non tiene in considerazione lo stato di carica delle batterie. Nonostante ciò la possibilità di diminuire la scarica della batteria causata dalla fase di trazione elettrica unita con l'aumento della fase di ricarica è stata considerata un'idea interessante da analizzare.

Per questo motivo si è deciso di traslare verso il basso la curva T_{min} come si vede in Figura 4.5.

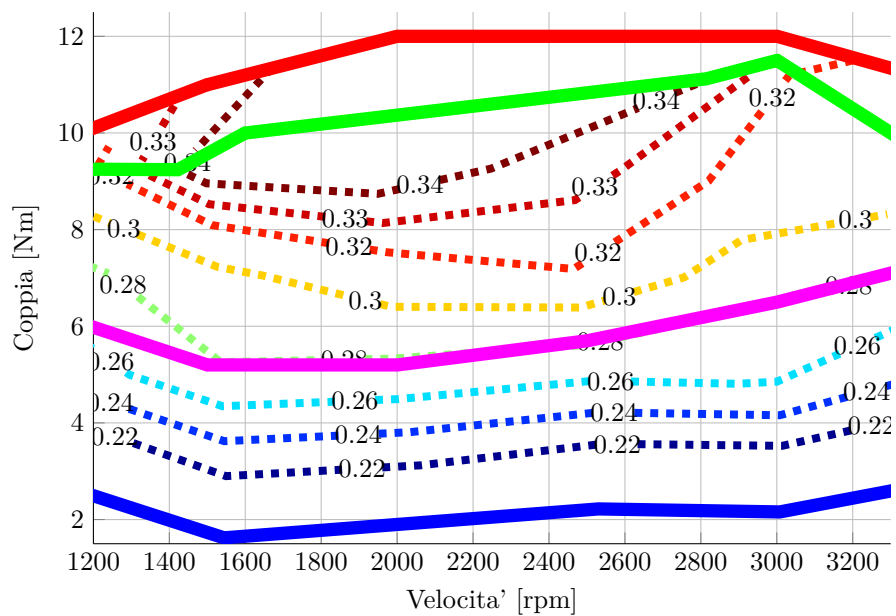


Figura 4.5: Regioni di funzionamento con Modo 2A

Capitolo 5

Simulazione numerica

Dopo aver sviluppato la logica di controllo si è deciso di implementare una simulazione numerica Simulink. L'obiettivo è quello di valutare l'efficacia della logica confrontando le prestazioni di un veicolo tradizionale con quelle di un veicolo ibrido controllato secondo quanto esposto nel Capitolo 4. Il paragone può essere effettuato su diversi parametri come il rendimento e la potenza erogata del motore termico durante il ciclo. Nel caso del veicolo ibrido bisogna anche considerare che la potenza del motore elettrico può essere sia positiva che negativa. Nel bilancio energetico totale quindi bisogna includere anche la quota recuperata e immagazzinata nelle batterie.

Il primo passo è quello di fornire in ingresso al modello numerico i riferimenti di velocità e accelerazione del ciclo WLTP. Nota la velocità di riferimento del veicolo è possibile implementare il cambio marcia. Esso si basa su una semplice logica di soglia: al superamento di una determinata velocità viene modificato il rapporto di trasmissione N . Poiché lo scopo della simulazione è quello di valutare la logica di controllo da un punto di vista energetico non è necessario implementare il modello della trasmissione reale del veicolo.

Ripetendo ciò che è stato fatto per il banco è stata calcolata la coppia resistente T_{res} sviluppata lungo il ciclo di guida considerando i contributi della forza aerodinamica, di rotolamento e d'inerzia. Da questa è possibile ricavare la coppia erogata dal motore termico T_{ICE} . Tramite il rapporto di trasmissione si riporta il valore di coppia resistente dalle ruote all'albero. La coppia erogata dal ICE sarà quindi uguale al valore di T_{res} riportato all'albero e cambiato di segno. T_{res} è negativa durante le accelerazioni ma diventa positiva (coppia motrice) durante le decelerazioni. Nel primo caso la coppia resistente è equilibrata dalla coppia motrice generata dal ICE. Nel secondo caso il diesel non applica forza motrice all'albero. In queste fasi infatti il motore termico si comporta come un carico rappresentato dalla forza richiesta per continuare a muovere i pistoni nei cilindri. Nel modello il valore di T_{ICE} viene quindi preso uguale in modulo e di segno opposto di T_{res} quando questa è negativa, e viene posto $T_{ICE} = 0$ quando T_{res} è positiva. Questa scelta pur non consentendo di rappresentare l'effetto di freno motore nelle fasi di decelerazione è comunque valida dal punto di vista energetico. Infatti imponendo che la coppia del motore termico sia nulla durante queste fasi si ottiene potenza nulla e quindi nessun consumo di carburante.

Noti i valori istantanei della coppia erogata e della velocità di rotazione è possibile ricostruire la mappatura del rendimento del motore diesel. Per fare

ciò sono state utilizzate le misure già disponibili. Come già spiegato i valori di rendimento misurati sperimentalmente sono maggiori di quanto dichiarato dal costruttore. Ciò è dovuto a delle incertezze nella misura dei consumi di carburante. In ogni caso si è deciso di non ripetere le misure e di utilizzare i dati delle prove già effettuate. Per questo motivo i risultati della simulazione saranno in una certa misura diversi rispetto a quelli ottenibili sul banco.

Le curve iso-rendimento sono state interpolate con delle rette spezzate. Alla funzione implementata vengono forniti in ingresso la coppia erogata e la velocità, individuando così il punto di lavoro del ICE. Una volta trovato tale punto si identificano le due rette iso-rendimento tra cui esso è compreso e il rendimento effettivo viene trovato tramite un'interpolazione lineare dei due valori estremi.

Nel calcolo del rendimento sono state fatte alcune scelte. Per tutti i punti di lavoro al di sotto della curva iso-rendimento pari a 22% si è ipotizzato un rendimento costante e pari a 18%. Ciò è dovuto al fatto che non si conoscono i valori di η per valori di coppia così ridotti. Di conseguenza si è preso un valore intermedio per tutti i punti di cui non si conosce il valore esatto.

In Figura 5.1 sono riportati i valori di rendimento raggiunti dal ICE durante il ciclo di guida. Si può notare che nelle fasi in cui il veicolo è fermo si ha $\eta = 18\%$ in quanto il motore continua a ruotare alla velocità minima di 1000[rpm] e la coppia erogata ha valori inferiori a 1[Nm]. Inoltre il rendimento torna ad essere pari al 18% quando il veicolo sta decelerando. Ciò avviene per come è stato scelto il valore della coppia del ICE in funzione del segno della T_{res} . Nelle fasi in cui, a causa dell'inerzia, T_{res} è motrice la coppia del motore diesel viene posta pari a zero. Di conseguenza il punto di lavoro viene a trovarsi al di sotto della curva minima di iso-rendimento e per le scelte fatte nel modello risulta $\eta = 18\%$. In realtà in questi punti il rendimento non è utile ai fini del calcolo della potenza in quanto nel modello durante la fase di decelerazione la coppia del ICE è presa pari a zero. Di conseguenza la potenza sarà nulla.

Si può notare che il motore termico lavora a rendimento massimo solamente in una fase molto breve. Per il resto η è sempre inferiore al 30% ad esclusione di un breve intervallo. Come indice di efficienza risulta utile calcolare il rendimento medio lungo il ciclo. Nel calcolo di questo valore non sono stati presi in considerazione i valori compresi tra gli istanti $T_1 - T_2$ e $T_3 - T_4$. In questi istanti infatti il veicolo sta decelerando e ICE non applica coppia all'albero di conseguenza non c'è consumo di carburante. Il valore del rendimento medio è pari a $\eta_m^{trad} = 24.6\%$.

Nota la coppia che deve essere erogata dal diesel e la velocità di rotazione è possibile calcolare la potenza meccanica P_{OUT}^{trad} . Essa è infatti ottenuta dal prodotto di coppia e velocità angolare. Inoltre conoscendo il valore del rendimento istantaneo a cui ICE lavora è possibile ottenere la potenza richiesta in ingresso al motore diesel P_{IN}^{trad} per ottenere la potenza meccanica. In Figura 5.2 è riportato il confronto tra le due potenze. Si può notare che le due potenze sono diverse da zero anche quando il veicolo è fermo cioè nelle fasi tra 0 – 10[s] e tra 31 – 34[s]. Ciò è dovuto al fatto che il motore è in rotazione a 1000[rpm] ma disaccoppiato dalle ruote. Al contrario si ha l'annullamento delle due potenze in fase di decelerazione. La potenza meccanica erogata ha un valore massimo pari a circa 1.4[kW] che viene raggiunto nell'istante immediatamente precedente al primo cambio marcia. In questo istante la potenza assorbita è circa pari a 4.7[kW]. Ciò significa che in base ai valori di coppia e velocità il motore diesel sta lavorando con un rendimento del 29%.

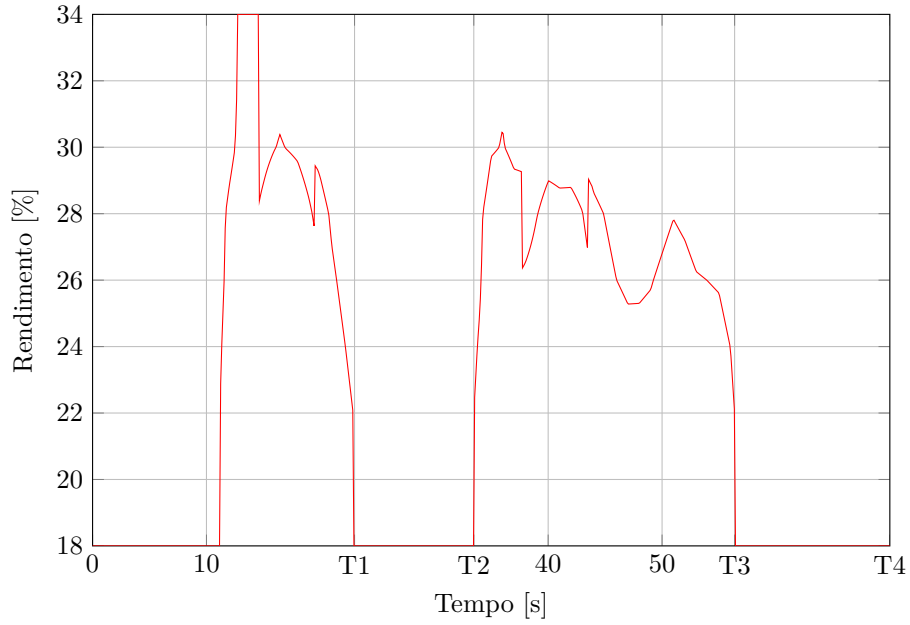


Figura 5.1: Rendimento ICE lungo il ciclo

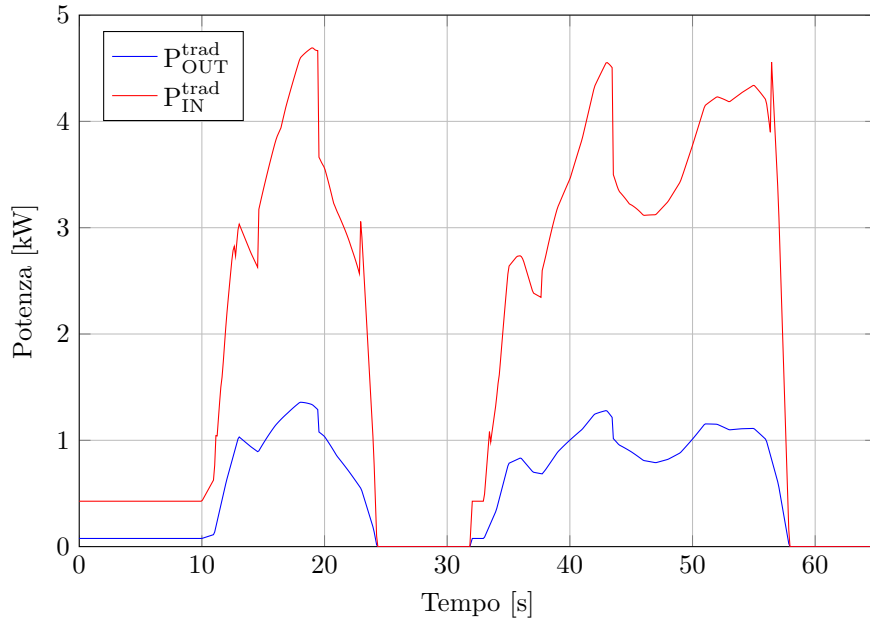


Figura 5.2: Potenza meccanica e potenza da fornire al ICE durante il ciclo

Dopo aver ricavato la potenza erogata e la potenza assorbita dal diesel è possibile calcolare le relative energie. Per fare ciò è necessario integrare nel tempo le potenze. Poichè la potenza meccanica e quella assorbita sono sempre positive anche le curve delle energie saranno sicuramente positive e monotone

crescenti ad esclusione dei tratti in cui la potenza è nulla dove l'energia è costante. In Figura 5.3 sono riportati gli andamenti di energia assorbita ed erogata dal motore diesel. Queste grandezze saranno utili nel confronto con le prestazioni del veicolo ibrido. Il valore di energia meccanica richiesta per percorrere il ciclo è di circa $35[kJ]$. L'energia assorbita è invece pari a $130.8[kJ]$.

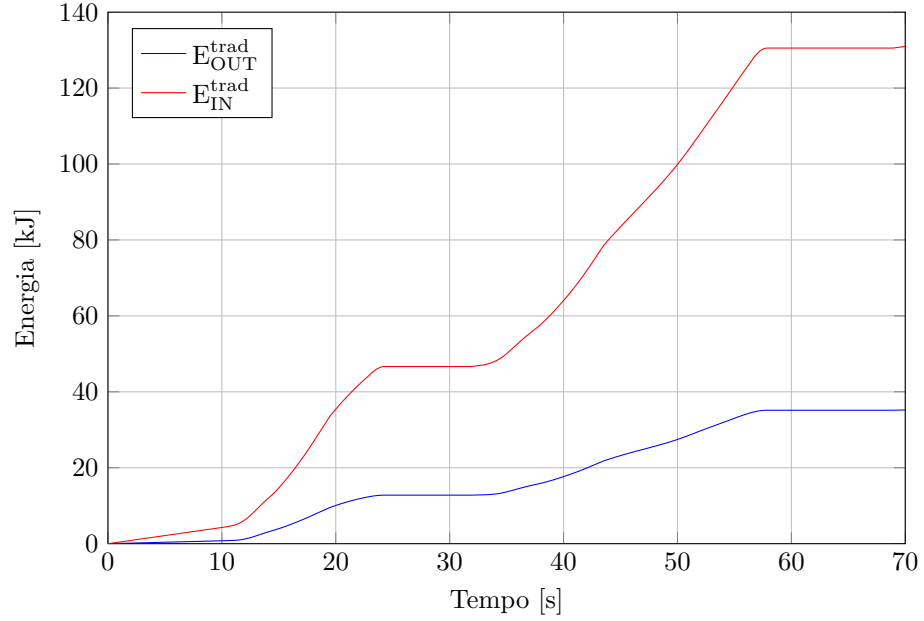


Figura 5.3: Energia assorbita ed erogata dal motore diesel durante il ciclo di guida

Dall'energia assorbita è possibile stimare il carburante consumato. In Tabella 5.1 sono riportate il potere calorifico e la densità del gasolio.

Tabella 5.1: Caratteristiche gasolio

Grandezza	Valore	Unità
Potere calorifico q_g	40900	$[kJ/kg]$
Densità ρ_g	850	$[kg/m^3]$

A partire dall'energia assorbita dal ICE durante il ciclo si ricava la massa m_{fuel} di carburante necessario con la (5.1) e tramite la densità ρ_g si ricava il volume V_{fuel} come nella (5.2).

$$m_{fuel} = \frac{E_{IN}^{trad}}{q_g} = \frac{130.8}{40900} = 3.2 \cdot 10^{-3} [kg] = 3.2 [g] \quad (5.1)$$

$$V_{fuel} = \frac{m_{fuel}}{\rho_g} = \frac{3.2 \cdot 10^{-3}}{850} = 3.76 \cdot 10^{-6} [m^3] = 3.76 [ml] \quad (5.2)$$

Note le prestazioni energetiche del veicolo tradizionale si può implementare la logica ibrida.

5.1 Modo 1

Si vuole ora testare il Modo 1 della logica ibrida. In base alla velocità di rotazione del motore diesel si calcolano i valori di T_{min} , T_{opt} e T_{max} . In Figura 5.4 il modulo della coppia richiesta per la trazione viene confrontata con questi valori e in base alla posizione del punto di lavoro nel piano coppia-velocità viene definita la modalità di funzionamento. Negli istanti compresi tra $0 - T_2$ e $T_3 - T_4$ il veicolo è in fase di accelerazione quindi $T_{res} < 0$. Nelle altre fasi il veicolo è in decelerazione, di conseguenza $T_{res} > 0$ e quindi si impone che la coppia del ICE sia nulla. Si può notare che nei tratti in cui T_{res} è negativa essa è sempre compresa tra le curve di T_{min} e T_{opt} ad esclusione dell'istante T_1 in cui la coppia richiesta supera la curva T_{max} . Questo significa che secondo i criteri della logica implementata nelle prime due fasi del ciclo WLTP il motore elettrico funziona maggiormente da generatore.

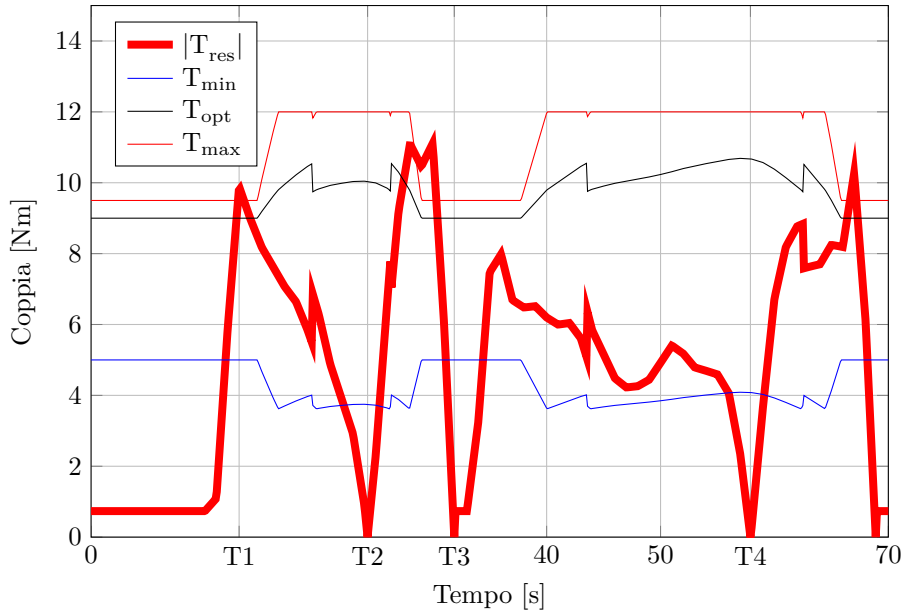


Figura 5.4: Valore assoluto della coppia richiesta per la trazione

La coppia erogata dal motore termico è riportata in Figura 5.5. Nelle fasi in cui ICE eroga coppia motrice il valore di quest'ultima è sempre pari al valore di T_{opt} ad esclusione dell'istante T_1 in cui il valore è pari alla coppia massima del diesel T_{max} .

La coppia erogata dal motore elettrico è riportata in Figura 5.6. Questa è negativa quando $T_{min} < |T_{res}| < T_{opt}$. Inoltre, come già mostrato in Figura 5.4, quando la coppia richiesta supera il valore di T_{opt} il motore elettrico eroga coppia motrice. Come già anticipato la coppia fornita dal motore elettrico è prevalentemente frenante. In questa condizione la macchina elettrica lavora da

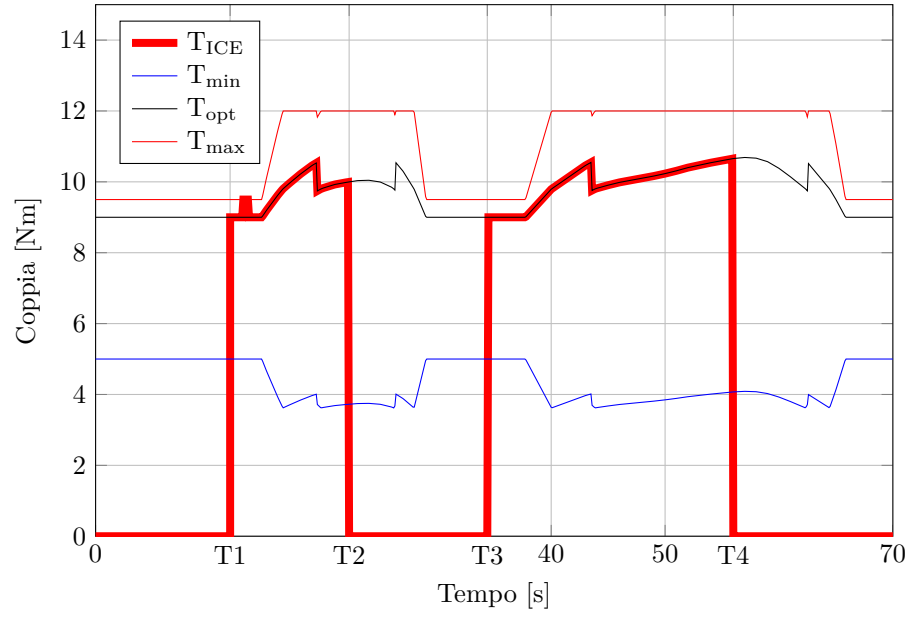


Figura 5.5: Coppia erogata dal ICE con veicolo ibrido

generatore. E' da sottolineare che anche nelle fasi di decelerazione c'è recupero di energia.

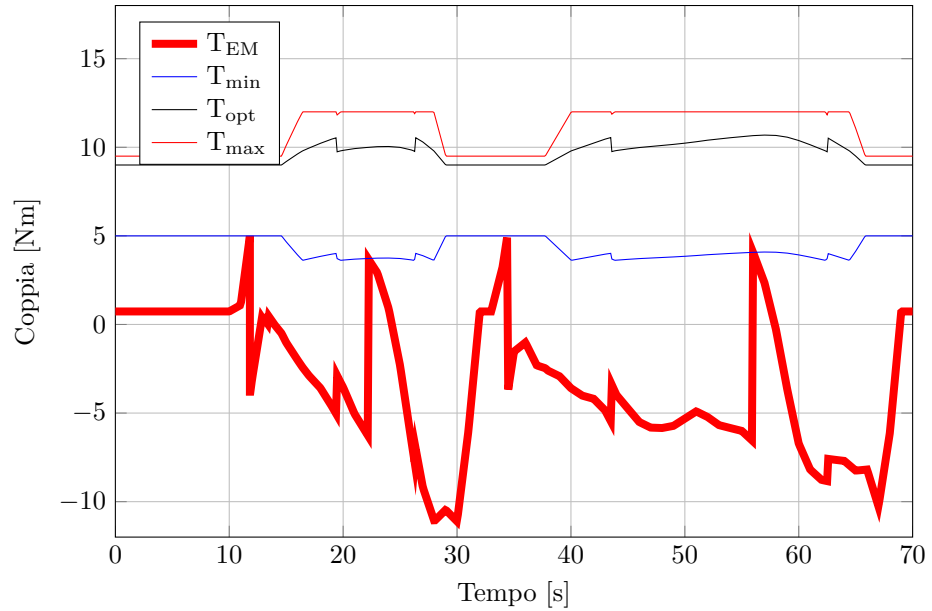


Figura 5.6: Coppia erogata dal motore elettrico

Come nel caso del veicolo tradizionale è possibile stimare il valore del rendimento del ICE in base ai valori di coppia e velocità. Dalla conoscenza della

potenza erogata e del rendimento è possibile ricavare la potenza assorbita dal motore termico.

Con la logica ibrida implementata il motore termico lavora con il rendimento di Figura 5.7. E' facile notare che rispetto al caso di veicolo tradizionale si ottengono valori superiori. Negli istanti compresi tra $0 - T_1$ si ha $\eta_{ICE}^{hybrid} = 18\%$. In realtà in questa fase il motore termico non fornisce coppia motrice in quanto è il motore elettrico a lavorare. In questa fase iniziale quindi non si ha consumo di carburante. In T_1 si ha il superamento della soglia T_{min} da parte di $|T_{res}|$ e quindi ICE inizia a erogare coppia motrice. Fino a che la velocità di rotazione è pari a $1000[rpm]$ il rendimento è pari a 28% . Questo valore rappresenta il massimo ottenibile per tale velocità. All'aumentare della velocità di rotazione invece il rendimento si sposta al valore massimo di 34% e rimane tale fino a che il veicolo non inizia la fase di decelerazione in cui viene posta T_{ICE} nulla. Di conseguenza nell'intervallo $T_2 - T_3$ il valore di rendimento pari a 18% non è legato ad un consumo reale di carburante e per questo non è da tenere in considerazione. Da T_4 in poi si ripete la situazione già descritta per $T_2 - T_3$. Nel calcolo del rendimento medio vengono escluse le fasi in cui si ha $\eta_{ICE}^{hybrid} = 18\%$ in quanto non si hanno consumi di carburante. Il valore medio risulta quindi $\eta_m^{hybrid} = 32.7\%$.

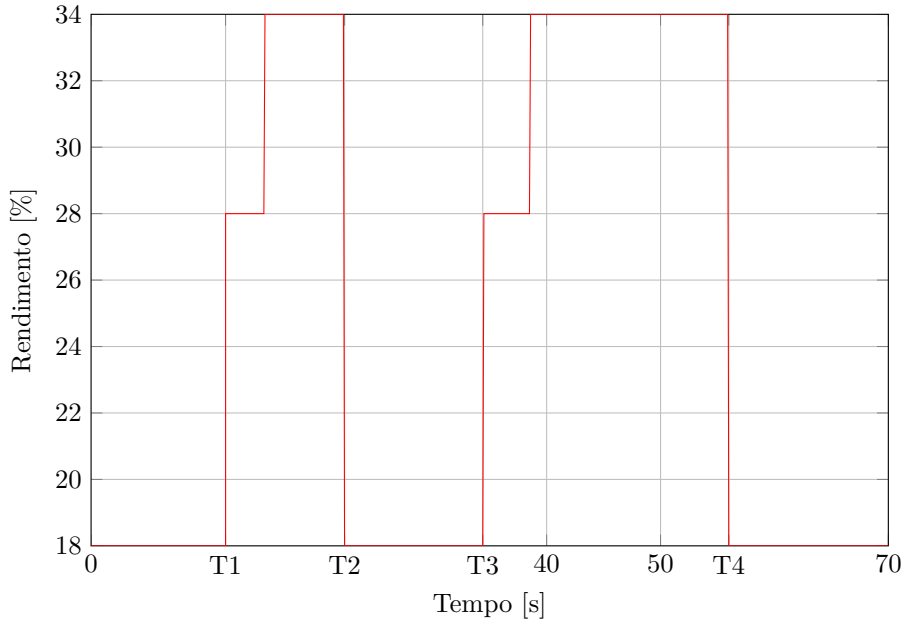


Figura 5.7: Rendimento del motore diesel nel caso di veicolo ibrido

Nota la coppia erogata dal motore termico è possibile ricavare la potenza meccanica all'albero. Inoltre noto il rendimento è possibile ricavare il valore di potenza assorbita. Il confronto tra queste due grandezze è riportato in Figura 5.8. Oltre alla coppia data dalle resistenze del moto il motore diesel deve bilanciare anche la coppia resistente data dal motore elettrico. Di conseguenza rispetto al veicolo tradizionale, nel veicolo ibrido ICE deve erogare maggiore potenza. Il motore termico infatti arriva a fornire una potenza meccanica di circa $2.6[kW]$.

Di conseguenza risulta maggiore anche la potenza assorbita il cui valore massimo è di circa $7.8[kW]$.

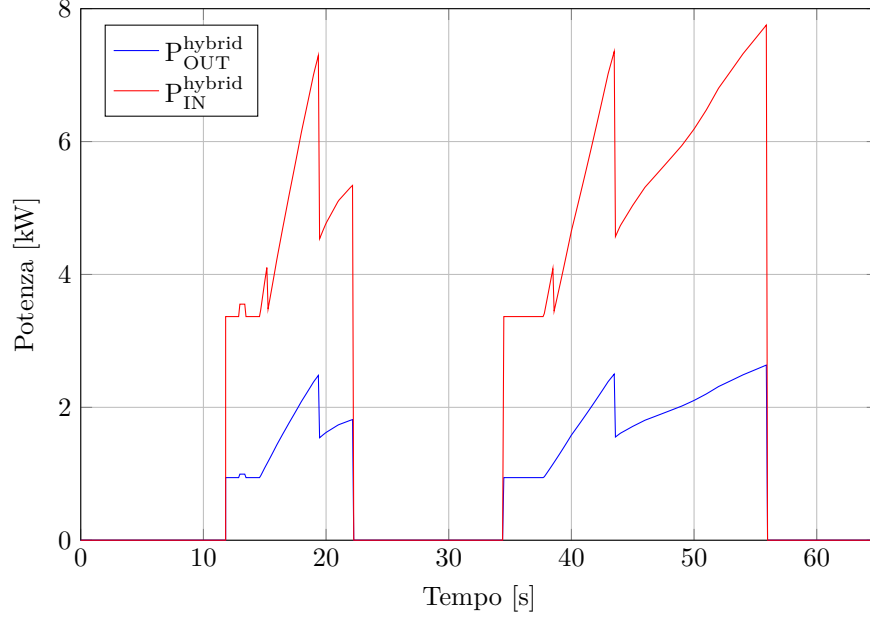


Figura 5.8: Potenza assorbita ed erogata dal motore diesel del veicolo ibrido

Andando ad integrare gli andamenti delle potenze si ottengono le relative energie come mostrato in Figura 5.9. Per le prime due fasi del ciclo WLTP l'energia erogata ed assorbita dal motore diesel valgono rispettivamente $55.2[kJ]$ e $167[kJ]$. Ripetendo quanto fatto per il veicolo tradizionale si può stimare il consumo di carburante a partire dall'energia assorbita con la (5.3).

$$\begin{aligned}
 m_{fuel}^{hybrid} &= \frac{E_{IN}^{hybrid}}{q_g} = \frac{167}{40900} = 4.1 \cdot 10^{-3}[kg] = 4.1[g] \\
 V_{fuel}^{hybrid} &= \frac{m_{fuel}^{hybrid}}{\rho_g} = \frac{4.1 \cdot 10^{-3}}{850} = 4.8 \cdot 10^{-6}[m^3] = 4.8[ml] \quad (5.3)
 \end{aligned}$$

Riassumendo quindi nel veicolo ibrido si ha un'aumento delle potenze e quindi delle energie relative al motore termico rispetto al veicolo tradizionale. Di conseguenza si ha un aumento anche del consumo di carburante. Il bilancio energetico però non è completo se non si tiene in considerazione il contributo del motore elettrico.

A differenza del motore diesel, nel motore elettrico la potenza è bidirezionale. Infatti in base al segno della coppia si può avere il funzionamento da motore o da generatore. Per questo motivo il significato di potenza in ingresso o in uscita non è più univoco. Nel caso di funzionamento da motore la potenza in ingresso è quella elettrica fornita dalle batterie e quella in uscita è la potenza meccanica all'albero. Viceversa quando la macchina applica coppia frenante la potenza elettrica rappresenta la grandezza in uscita dai morsetti verso la batteria e quella

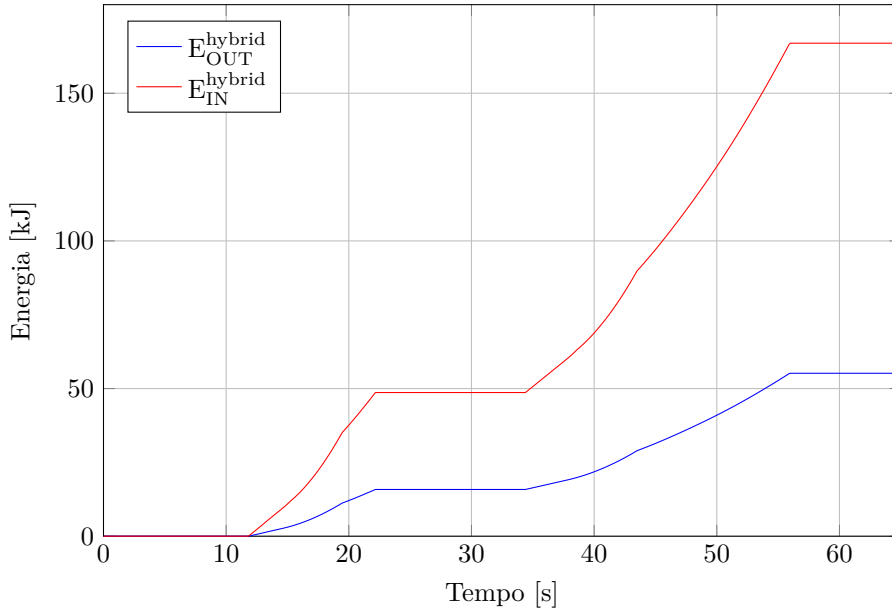


Figura 5.9: Energia assorbita ed erogata dal motore termico del veicolo ibrido

meccanica diventa l'ingresso. In questo caso quindi risulta più comodo parlare di potenza meccanica P_{EM}^m e potenza elettrica P_{EM}^e . Quest'ultima può essere calcolata in base al segno della potenza meccanica come in (5.4).

$$P_{EM}^e = \begin{cases} P_{EM}^m / \eta_{mot} & \text{se } P_{EM}^m > 0 \\ P_{EM}^m \cdot \eta_{gen} & \text{se } P_{EM}^m < 0 \end{cases} \quad (5.4)$$

Per semplificare il sistema si è deciso di prendere lo stesso rendimento sia nel caso di funzionamento da motore che da generatore, cioè $\eta_{mot} = \eta_{gen} = \eta_{EM}$. E' stato fissato un valore costante e pari a $\eta_{EM} = 75\%$.

In Figura 5.10 sono riportati gli andamenti di potenza elettrica e meccanica. Visivamente ci si accorge che la potenza è maggiormente negativa. Ciò significa che la macchina elettrica lavora per la maggior parte del tempo da generatore. Questa osservazione conferma quanto evidenziato nell'analisi di Figura 5.4. Risulta utile calcolare il valor medio della potenza elettrica. Esso vale $-378[W]$ e rappresenta il flusso netto di potenza che fluisce dal motore verso la batteria.

Integrando le potenze si ottengono le relative energie riportate in Figura 5.11. Alla fine delle prime due fasi del ciclo WLTP l'energia elettrica è pari a $-28.3[kJ]$.

A questo punto è possibile confrontare le prestazioni energetiche del veicolo tradizionale e del veicolo ibrido. Per farlo si può ragionare in termini di energia fornita dalle sorgenti. Nel caso del veicolo tradizionale l'unica fonte di energia è rappresentata dal serbatoio di carburante. Diversamente per il veicolo ibrido è necessario considerare anche la fonte di energia elettrica, cioè la batteria. Lo schema di Figura 5.12 rappresenta graficamente il bilancio energetico. Con la stessa notazione utilizzata in precedenza E_{IN}^{hybrid} rappresenta l'energia fornita in ingresso al motore termico mentre E_{EM}^e è l'energia elettrica dalle batterie verso

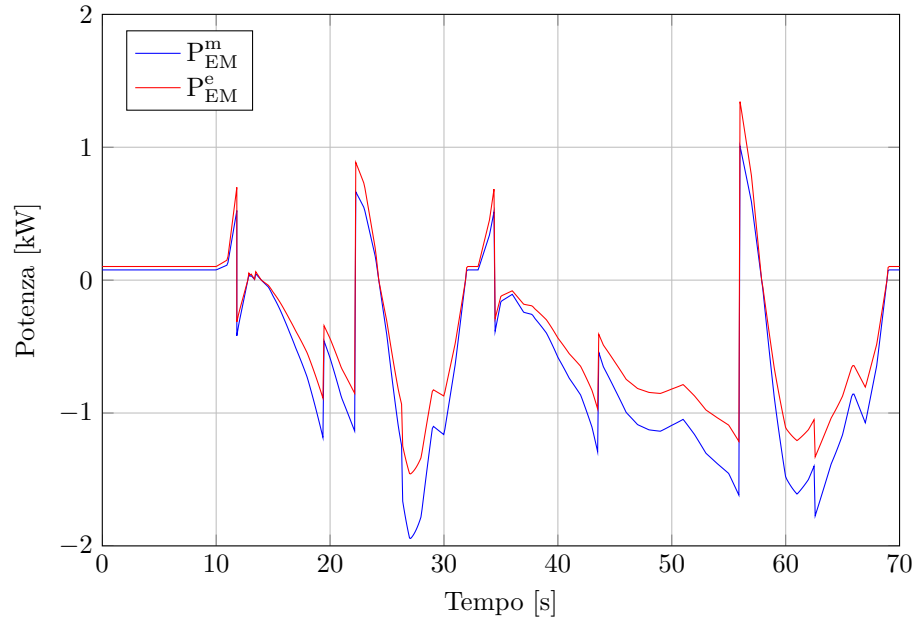


Figura 5.10: Potenza meccanica ed elettrica del EM del veicolo ibrido

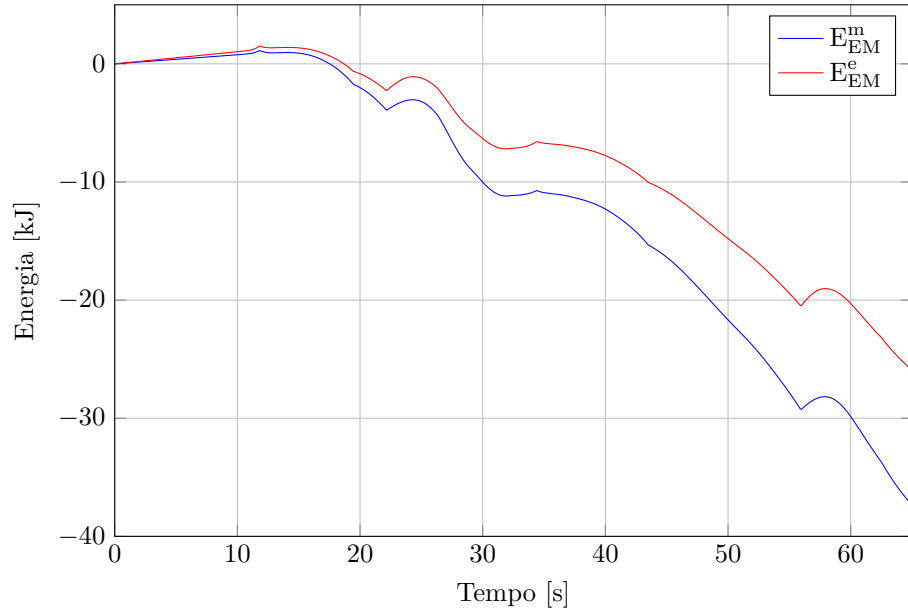


Figura 5.11: Energia meccanica ed elettrica del EM del veicolo ibrido

EM o viceversa. Dal bilancio al nodo si ricava la (5.5). Questa relazione vale sia quando la macchina elettrica funziona da generatore che da motore.

$$E_{TOT} = E_{IN}^{hybrid} + E_{EM}^e \quad (5.5)$$

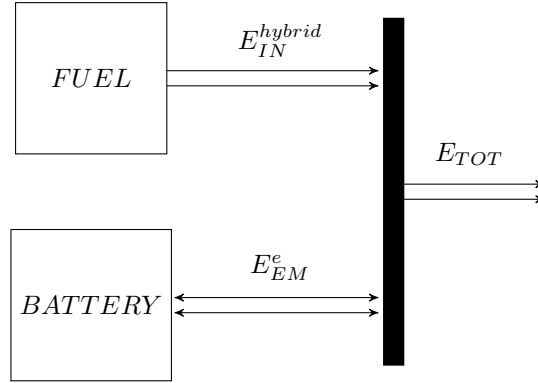


Figura 5.12: Schema dei flussi di energia relativi alle sorgenti del veicolo ibrido

E_{TOT} fisicamente rappresenta la totale energia fornita al sistema di trazione. Risulta utile confrontare questa grandezza con l'energia fornita al motore diesel nel caso di veicolo tradizionale. In Figura 5.13 sono riportate E_{TOT} e l'energia fornita al solo motore diesel del veicolo ibrido E_{IN}^{hybrid} . Come si può osservare l'energia totale fornita al sistema all'istante finale è inferiore rispetto a quella del solo ICE in quanto essa comprende anche la quota recuperata ed immagazzinata nelle batterie. Inoltre è riportata la curva E_{IN}^{trad} che rappresenta la totale energia richiesta dal veicolo tradizionale. Si può osservare che quest'ultima all'istante finale simulato assume un valore inferiore rispetto a E_{TOT} . Questo significa che il veicolo tradizionale richiede meno energia di quella necessaria al veicolo ibrido (al netto dell'energia recuperata) per percorrere il tratto di ciclo simulato. Ciò è dovuto al fatto che in queste prime fasi del ciclo EM lavora principalmente da generatore andando ad applicare coppia frenante all'albero. Di conseguenza aumenta la potenza e quindi l'energia che dev'essere fornita dal motore termico. A causa del rendimento non unitario del EM la potenza elettrica e quindi l'energia generata non è tale da compensare l'aumento della potenza meccanica richiesta al ICE. In Tabella 5.2 sono riportati i valori delle energie all'istante finale della simulazione e la potenza elettrica media del motore elettrico $\langle P_{EM}^e \rangle$. Quest'ultima consente di rapportare la quantità erogata nel funzionamento da generatore e quella assorbita nel funzionamento dal motore.

Tabella 5.2: Risultati del confronto tra veicolo ibrido e tradizionale con ciclo WLTP ridotto

Grandezza	Valore	Unità
E_{IN}^{trad}	130.8	[kJ]
E_{IN}^{hybrid}	167.1	[kJ]
E_{TOT}	138.9	[kJ]
$\langle P_{EM}^e \rangle$	-378	[W]

In Tabella 5.3 sono riportati i risultati relativi alla simulazione del ciclo WLTP intero. Osservando i risultati ci si accorge che E_{TOT} in questo caso è

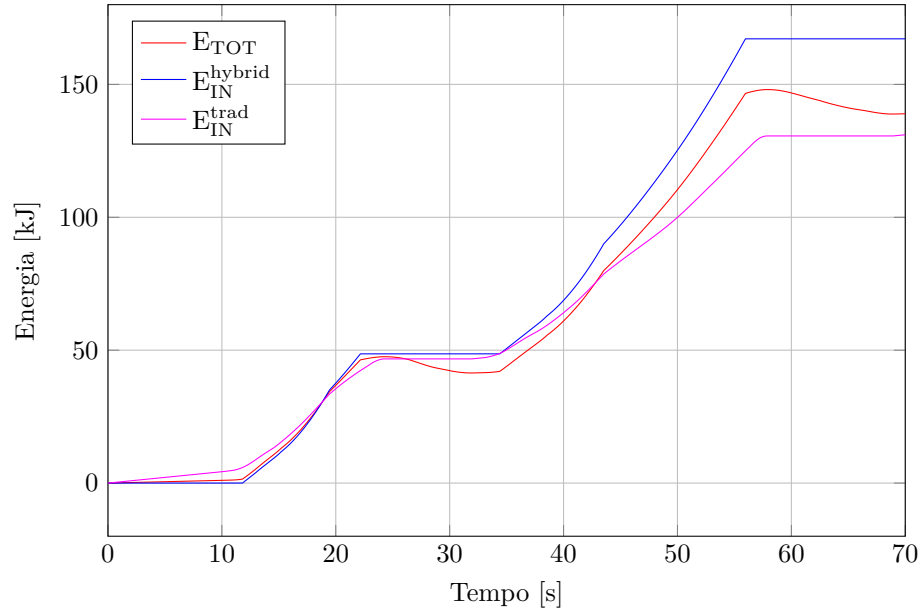


Figura 5.13: Energia meccanica ed elettrica del EM del veicolo ibrido

inferiore rispetto E_{IN}^{trad} . Ciò significa che l'energia consumata dal veicolo ibrido a cui è sottratta l'energia immagazzinata nelle batterie è inferiore rispetto a quella richiesta al veicolo tradizionale. Si può notare che il valore di P_{EM}^e è diminuito. Ciò significa che è aumentata percentualmente la quota di potenza elettrica assorbita dal EM nel funzionamento da motore.

Tabella 5.3: Risultati del confronto tra veicolo ibrido e tradizionale con ciclo WLTP intero

Grandezza	Valore	Unità
E_{IN}^{trad}	4.234	[MJ]
E_{IN}^{hybrid}	4.286	[MJ]
E_{TOT}	4.189	[MJ]
$\langle P_{EM}^e \rangle$	-96.13	[W]

Nella prova con ciclo ridotto nel veicolo tradizionale l'assorbimento di energia netta è inferiore rispetto al veicolo tradizionale. Come già spiegato ciò è dovuto ad un prevalente funzionamento da generatore della macchina elettrica. La situazione è opposta simulando il ciclo intero. Nelle fasi a velocità maggiore EM aumenta la percentuale di fasi in cui lavora da motore sfruttando l'energia precedentemente immagazzinata e aiutando il motore termico nella trazione.

Per provare a migliorare le prestazioni del veicolo ibrido rispetto al veicolo tradizionale si è quindi deciso di aumentare le fasi in cui EM lavora da motore. Per fare ciò si è deciso di abbassare la curva T_{opt} . Così facendo si ha un'area più grande del piano coppia-velocità in cui il motore elettrico eroga coppia motrice.

Lo svantaggio però sta nel fatto che il punto di lavoro del motore diesel si sposta su una curva che non rappresenta più il valore ottimale di rendimento. Bisogna quindi traslare la curva T_{opt} verso il basso di una quantità Δ tale per cui il vantaggio dato dal maggior intervento del EM nella trazione non sia superato dallo svantaggio della riduzione di rendimento.

La prima prova è stata eseguita con $\Delta = 1[Nm]$ e i risultati relativi alla simulazione del ciclo ridotto e del ciclo intero sono quelli di Tabella 5.4. In questa prova l'energia netta richiesta dal sistema di trazione del veicolo ibrido E_{TOT} è inferiore a quella del veicolo tradizionale. Sia nel ciclo ridotto che nel ciclo completo si nota una riduzione della potenza elettrica media assorbita rispetto al caso precedente. Questo dato conferma una maggiore potenza elettrica positiva cioè dalle batterie al EM e quindi un maggiore funzionamento da motore. Nel ciclo intero questo valore è molto vicino a zero e quindi si ha quasi una parità nella potenza elettrica assorbita e generata. Nel ciclo ridotto è diminuita anche la differenza tra la potenza richiesta dal diesel nel veicolo ibrido E_{IN}^{hybrid} e nel veicolo tradizionale E_{IN}^{trad} . Nel ciclo intero E_{IN}^{hybrid} è addirittura inferiore rispetto al caso del veicolo tradizionale.

Tabella 5.4: Risultati del confronto tra veicolo ibrido e tradizionale con abbassamento di T_{opt} di $1[Nm]$

	Ciclo Ridotto		Ciclo Intero	
Grandezza	Valore	Unità	Valore	Unità
E_{IN}^{trad}	130.8	$[kJ]$	4.234	$[MJ]$
E_{IN}^{hybrid}	150.9	$[kJ]$	3.988	$[MJ]$
E_{TOT}	126.9	$[kJ]$	3.981	$[MJ]$
$< P_{EM}^e >$	-319.9	$[W]$	-6.4	$[W]$

Successivamente è stata eseguita una simulazione con $\Delta = 2[Nm]$. Si è quindi deciso di abbassare ulteriormente la curva. I risultati della prova sono quelli riportati in Tabella 5.5. Per quanto riguarda la prova con ciclo ridotto la differenza tra le energie assorbite dal motore termico nei due veicoli è ulteriormente diminuita ed è pari a $6.5[kJ]$. Si ha una diminuzione anche di E_{TOT} rispetto alle prove precedenti. Analizzando i risultati relativi al ciclo intero ci si accorge che nel veicolo ibrido l'energia complessiva richiesta dal sistema di trazione è superiore a quella necessaria al solo motore termico. Questo dato è contrario a quanto ottenuto nelle altre simulazioni e significa che la macchina elettrica lavora prevalentemente da motore. In questo modo infatti la potenza elettrica assorbita ha segno positivo e va a sommarsi a quella assorbita dal ICE. A conferma di ciò si nota che $< P_{EM}^e >$ ha un valore positivo. Un flusso di potenza maggiormente positivo implica che alla fine del ciclo si ha un livello di carica della batteria più basso rispetto a quando si è partiti. Questo tipo di funzionamento però non è adatto ad un veicolo ibrido in quanto non è prevista la ricarica dall'esterno. Per questo motivo si è deciso di non aumentare ulteriormente il valore di Δ .

Per rendere il modello più completo si è deciso di calcolare il rendimento del motore elettrico in base alle condizioni di lavoro. Nelle simulazioni precedenti

Tabella 5.5: Risultati del confronto tra veicolo ibrido e tradizionale con abbassamento di T_{opt} di $2[Nm]$

	Ciclo Ridotto		Ciclo Intero	
Grandezza	Valore	Unità	Valore	Unità
E_{IN}^{trad}	130.8	$[kJ]$	4.234	$[MJ]$
E_{IN}^{hybrid}	137.3	$[kJ]$	3.7	$[MJ]$
E_{TOT}	117.7	$[kJ]$	3.792	$[MJ]$
$< P_{EM}^e >$	-259.8	$[W]$	91.7	$[W]$

infatti il valore era stato preso costante e pari a 75%. Per fare ciò risulta necessario inserire nel sistema le perdite del EM. Esse possono essere scritte come in (5.6) e sono date dalla somma di due componenti: le perdite Joule P_J , legate al quadrato della corrente che percorre gli avvolgimenti, e un termine che dipende dal quadrato della velocità P_F legato alle perdite nel ferro. Ai fini della simulazione risulta più comodo esprimere l'equazione in funzione della coppia e della velocità. Per i coefficienti A e B sono stati utilizzati i dati di un motore di dimensioni simili a quello montato nel banco.

$$\begin{aligned} P_{loss} &= P_J(I^2) + P_F(\omega^2) \\ &= A \cdot T^2 + B \cdot \omega^2 \end{aligned} \quad (5.6)$$

Note le perdite è possibile calcolare il rendimento istante per istante in base al tipo di funzionamento. Se la macchina lavora da motore si usa la (5.7), altrimenti la (5.8).

$$\eta_M = \frac{P_M}{P_M + P_{loss}} \quad (5.7)$$

$$\eta_G = \frac{P_M - P_{loss}}{P_M} \quad (5.8)$$

Dopo aver inserito il calcolo del rendimento del motore elettrico la simulazione ha evidenziato un problema di tipo numerico. La potenza meccanica calcolata infatti varia a gradino nel passaggio tra i funzionamenti da motore e da generatore passando per lo zero. L'andamento del rendimento calcolato quindi contiene degli spike di valore molto superiore a 100%. Per risolvere questo aspetto si è inizialmente deciso di introdurre un limitatore di derivata prima. In questo modo si è cercato di limitare il valore degli spike. Questa soluzione non ha dato un buon risultato in quanto per ottenere una riduzione sufficiente degli spike bisogna limitare molto la derivata, andando così a modificare anche il resto del profilo del rendimento. Osservando l'andamento della derivata si è quindi deciso di prendere un valore meno stringente per il limitatore, in modo che sia in grado di escludere i picchi più elevati senza compromettere l'andamento reale di η_{EM} , e in più di limitare il valore del rendimento nell'intervallo $[0.5 - 1]$. In Figura 5.14 è riportato il profilo del rendimento relativo alle prime due fasi del ciclo WLTP il cui valor medio è pari a 83.2%.

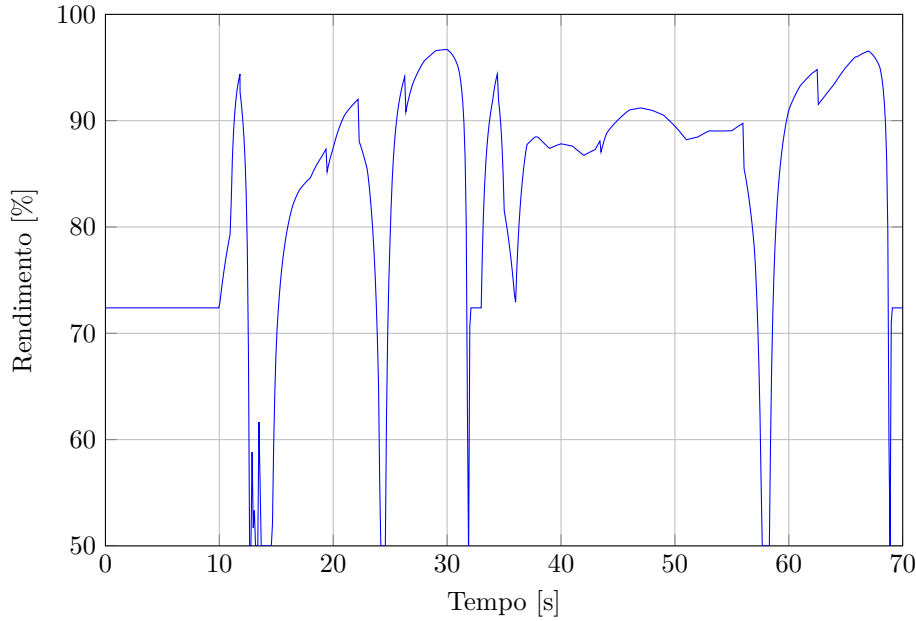


Figura 5.14: Rendimento del motore elettrico nelle prime due fasi del ciclo WLTP

In Tabella 5.6 sono riportati i risultati relativi alla simulazione con ciclo ridotto e con ciclo intero. Ovviamente i valori di E_{IN}^{trad} e E_{IN}^{hybrid} rimangono uguali a quelli ottenuti nella simulazione con η_{EM} costante. Al contrario sia per il ciclo ridotto che per quello intero, si nota un abbassamento di E_{TOT} rispetto al valore riportato in Tabella 5.2 e in Tabella 5.3. Ciò significa che complessivamente il valore di rendimento della macchina elettrica era stato sottostimato nelle simulazioni precedenti. In ogni caso si ha ancora E_{TOT} superiore a E_{IN}^{trad} nel ciclo ridotto anche se la differenza tra le due si è ridotta. Nel ciclo intero invece la differenza tra queste due grandezze è aumentata rendendo più evidente il vantaggio del veicolo ibrido rispetto al veicolo tradizionale.

Tabella 5.6: Risultati della simulazione con η_{EM} calcolato

Grandezza	Ciclo Ridotto		Ciclo Intero	
	Valore	Unità	Valore	Unità
E_{IN}^{trad}	130.8	[kJ]	4.234	[MJ]
E_{IN}^{hybrid}	167.1	[kJ]	4.286	[MJ]
E_{TOT}	131.8	[kJ]	4.163	[MJ]
$\langle \eta_{EM} \rangle$	83.2	[%]	72.3	[%]

In Tabella 5.7 sono riportati i risultati relativi alla prova con η_{EM} calcolato e con la curva T_{opt} traslata di $\Delta = 1[Nm]$. I risultati sono da confrontare con quelli di Tabella 5.4. I valori di E_{IN}^{trad} e E_{IN}^{hybrid} non sono riportati in quanto sono uguali nelle due prove. Anche in questo caso si nota che il valore di E_{TOT}

è inferiore rispetto a quello trovato ipotizzando il rendimento della macchina elettrica costante.

Tabella 5.7: Risultati della simulazione con η_{EM} calcolato e $\Delta = 1[Nm]$

Grandezza	Ciclo Ridotto		Ciclo Intero	
	Valore	Unità	Valore	Unità
E_{TOT}	121.3	$[kJ]$	3.968	$[MJ]$
$\langle \eta_{EM} \rangle$	81.1	$[\%]$	70	$[\%]$

5.2 Modo 2

Si vuole ora valutare la seconda modalità della logica ibrida. Rispetto al Modo 1 si ha un'ulteriore curva T_{opt}^1 nel piano coppia-velocità. Il funzionamento rimane uguale a quello del Modo 1 ad esclusione dei tratti in cui si ha $T_{min} < |T_{res}| < T_{opt}^1$. In questo caso infatti il motore elettrico lavora per spostare il punto di lavoro del ICE non sulla curva di rendimento ottimale, bensì sulla curva T_{opt}^1 . Rispetto alla modalità fino ad ora simulata quindi ci si aspetta un valore di η_{ICE} inferiore.

In Tabella 5.8 sono riportati i risultati della simulazione relativi al ciclo ridotto e al ciclo intero. Rispetto ai risultati relativi al Modo 1 di Tabella 5.2 e Tabella 5.3 si ha una diminuzione dei valori di E_{IN}^{hybrid} e di E_{TOT} . Questo è dovuto al fatto che i valori di coppia frenante applicata dal EM sono inferiori e di conseguenza è minore la potenza richiesta al ICE. Anche il valor medio della potenza elettrica è diminuito confermando il fatto che si ha meno potenza elettrica generata.

Nel Modo 2 quindi il veicolo ibrido risulta energeticamente più conveniente rispetto a quello tradizionale. Questo risultato era prevedibile visti i risultati ottenuti traslando in basso la curva T_{opt} con il Modo 1.

Tabella 5.8: Risultati della simulazione con Modo2

Grandezza	Ciclo Ridotto		Ciclo Intero	
	Valore	Unità	Valore	Unità
E_{IN}^{trad}	130.8	$[kJ]$	4.234	$[MJ]$
E_{IN}^{hybrid}	137	$[kJ]$	4.123	$[MJ]$
E_{TOT}	114.6	$[kJ]$	4.069	$[MJ]$
$\langle P_{EM}^e \rangle$	-289.2	$[W]$	-48	$[W]$

5.3 Analisi dei risultati

Dai risultati ottenuti è chiaro che il veicolo ibrido simulato non sempre garantisce un vantaggio dal punto di vista energetico rispetto ad un veicolo

tradizionale. Il confronto è fatto sulla base di un bilancio energetico relativo alle sorgenti dei due veicoli. Per il veicolo tradizionale l'unica fonte è rappresentata dal serbatoio del carburante, mentre nel veicolo ibrido oltre a questa si ha anche il pacco di batterie. La grandezza che si vuole paragonare è l'energia netta trasferita dalle fonti al sistema di trazione. Nel caso del veicolo ibrido quindi alla quota fornita va sottratta quella recuperata nelle fasi in cui la macchina elettrica lavora da generatore.

Analizzando i risultati di Tabella 5.6 relativi al ciclo ridotto ci si accorge che l'energia E_{TOT} richiesta dal sistema di trazione è superiore nel caso del veicolo ibrido. Ciò significa che nel passaggio dell'energia dal serbatoio alle batterie i rendimenti sono tali da rendere non conveniente questa trasformazione rispetto ad un utilizzo immediato dell'energia del carburante come avviene in un veicolo tradizionale. Nel ciclo intero invece l'energia richiesta dal sistema di trazione ibrido E_{TOT} è inferiore rispetto a E_{IN}^{trad} . Ciò si spiega grazie al fatto che negli istanti successivi del ciclo WLTP la coppia richiesta ha un valore per cui EM lavora da motore in una percentuale maggiore rispetto alle prime due fasi. In questo modo la macchina elettrica consuma l'energia precedentemente accumulata aiutando ICE nella trazione e spostando il suo punto di lavoro sulla curva T_{opt} .

Per ridurre la E_{TOT} del veicolo ibrido si è quindi deciso di abbassare la curva di rendimento ottimale di un valore Δ . In questo modo ci si accontenta di spostare il punto di lavoro del motore termico su una curva a rendimento non ottimale. Dall'altra parte però si aumentano le fasi in cui la macchina elettrica fornisce coppia motrice. Come si nota in Tabella 5.7 relativa alla simulazione con $\Delta = 1[Nm]$, questo intervento ha effettivamente reso il veicolo ibrido più conveniente dal punto di vista energetico del veicolo tradizionale. Un'ulteriore aumento del valore di Δ comporta ancora una diminuzione di E_{TOT} . Questa soluzione però non può essere tenuta in considerazione in quanto nel ciclo intero la potenza elettrica media ha valore positivo. Con le convenzioni di segno prese ciò significa che la macchina funziona prevalentemente da motore e quindi alla fine del ciclo si ha che la carica della batteria è inferiore rispetto al valore iniziale. In un veicolo ibrido in cui non è considerata la possibilità di una ricarica PLUG-IN questo tipo di funzionamento non è consentito.

Successivamente è stato testato il Modo 2 della logica ibrida. I risultati di Tabella 5.8 evidenziano il risparmio di energia richiesta dal sistema di trazione nel veicolo ibrido. Ciò avviene grazie all'introduzione della curva di rendimento T_{opt}^1 definita per valori di coppia inferiori rispetto a T_{opt} . In questo modo è possibile aumentare il rendimento del motore termico senza però applicare elevati valori di coppia frenante con il motore elettrico.

In linea generale quindi si è potuto osservare un miglioramento delle prestazioni energetiche del veicolo ibrido rispetto al veicolo tradizionale quando nel funzionamento da generatore del EM i valori di coppia frenante applicata non sono troppo elevati. Nel caso opposto infatti l'energia recuperata nelle batterie non è tale da compensare l'aumento di energia richiesto al ICE. Dal punto di vista energetico quindi si è avuto un riscontro positivo nella simulazione con Modo 1 e $\Delta = 1[Nm]$ e in quella con Modo 2.

In base al tipo di funzionamento quindi la logica ibrida può portare più o meno vantaggi rispetto ad un sistema di trazione tradizionale dal punto di vista dell'energia assorbita. Bisogna però considerare che la scelta di un powertrain ibrido può essere fatta anche sulla base di aspetti diversi da quello energetico

considerato nella simulazione, come ad esempio il dimensionamento del motore termico.

Capitolo 6

Implementazione sul banco

6.1 Operazioni preliminari

In questo capitolo viene riportato il lavoro svolto per implementare la logica ibrida sul banco del laboratorio.

Il codice sviluppato nella prima parte del lavoro di tesi prevedeva il controllo del SPM e del ICE. In particolare si controllava la coppia di riferimento del motore elettrico e la posizione della leva dell'acceleratore del motore diesel. Ciò consentiva di simulare un veicolo tradizionale in moto lungo un ciclo prestabilito.

Per simulare un veicolo ibrido controllato secondo la logica sviluppata nel Capitolo 4 e simulata nel Capitolo 5, è necessario inserire un'ulteriore macchina elettrica. In questo caso si tratta di un motore a riluttanza 4 poli.

Fino ad ora nel banco prova non era mai stata sviluppata una modalità di funzionamento che prevedesse l'utilizzo di tre macchine contemporaneamente. Per questo motivo si è dovuto pensare a come interfacciare e integrare i diversi dispositivi.

Il primo passo è stato integrare i due codici dSPACE per il controllo delle diverse macchine: il codice sviluppato in questo lavoro di tesi e un codice già sviluppato dai ricercatori del EDLab. Quest'ultimo ha lo scopo di controllare il motore a riluttanza. In esso sono previste una modalità per il controllo di velocità e una per il controllo di coppia. La prima consente di fornire direttamente dall'interfaccia grafica un riferimento di velocità che è confrontato con la velocità misurata dall'encoder e riportata alla scheda dSPACE. L'errore di velocità è l'ingresso di un regolatore PI la cui uscita è il modulo del vettore spaziale della corrente di riferimento. Anche nel controllo di coppia il riferimento viene fornito dall'utente nell'interfaccia grafica. La coppia all'albero è misurata tramite un torsionometro la cui uscita è letta dalla scheda dSPACE. Anche in questo caso il confronto tra il riferimento e la misura è l'ingresso di un regolatore PI la cui uscita è il modulo del vettore spaziale della corrente.

Si è deciso di mantenere la struttura del codice per il controllo del REL e in essa inserire il codice sviluppato per il controllo del SPM e del ICE. Questa scelta è motivata dal fatto che l'azionamento del motore a riluttanza non è fatto (come nel caso del SPM) da un inverter commerciale appositamente parametrizzato per il motore. Di conseguenza il software contiene tutta la parte necessaria per il calcolo dei segnali per la generazione della PWM che invece non è richiesta

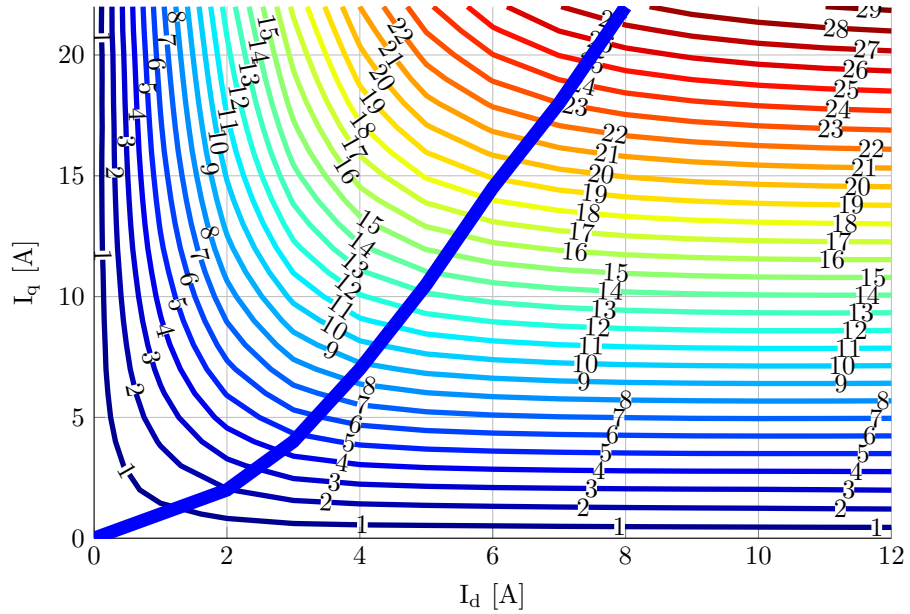


Figura 6.1: Mappatura del motore a riluttanza montato nel banco

nell'altro. Di conseguenza risulta molto più facile mantenere questo codice come base a cui aggiungere i comandi per il controllo del SPM e del motore diesel.

Al codice di partenza sono state aggiunte due modalità. La prima consiste nel fornire al SPM un riferimento di coppia in catena aperta fino al raggiungimento di una data velocità. Al superamento di questa velocità la coppia di riferimento viene annullata. Questa verrà utilizzata solamente per l'avviamento del motore diesel. L'altra modalità, denominata "Cicli", non è altro che il codice sviluppato per il controllo del ICE e del SPM a cui è aggiunta la parte per la logica ibrida.

Inoltre è stata modificata la modalità del controllo di coppia. Infatti si è deciso di controllare il REL in catena aperta come nel caso del SPM, senza necessità del segnale di retroazione del torsiometro. Noto il riferimento di coppia bisogna ricavare le correnti di assi d e q in modo che il motore a riluttanza lavori lungo la curva di MTPA. La mappatura del motore era già disponibile ed è riportata in Figura 6.1. Di conseguenza ci si è limitati a ricavare la curva di MTPA e successivamente interpolarla con una spezzata per inserirla nel codice.

La seconda parte di questo codice deve calcolare ad ogni ciclo i valori di T_{min} , T_{opt} e T_{max} in base al valore della velocità effettiva dell'albero. Questi vengono poi confrontati con il modulo della T_{SPM} . Se quest'ultima è negativa, in base al valore del suo modulo si distinguono diverse modalità di funzionamento:

- $|T_{SPM}| < T_{min}$: il motore REL viene controllato in velocità in modo da seguire il riferimento in ingresso. Al motore diesel viene fornito il riferimento di posizione della leva dell'acceleratore pari a zero. Nel caso fosse montata una frizione sarebbe possibile disaccoppiare il motore termico dalle ruote;
- $T_{min} < |T_{SPM}| < T_{max}$: in tutta questa regione il motore a riluttanza è controllato in coppia mentre il diesel è controllato in velocità per continuare

a seguire il ciclo di riferimento. Il riferimento di coppia fornito al REL è tale da spostare il punto di lavoro del ICE sulla curva di rendimento ottimale. Per questo il REL può erogare sia coppia motrice che resistente.

Nelle fasi di decelerazione del veicolo, quando la coppia fornita dal SPM è motrice, il motore diesel è controllato in velocità per seguire il riferimento mentre al REL viene dato un riferimento di coppia nullo.

In previsione delle fasi in cui il motore a riluttanza eroga coppia resistente sono state collegate delle resistenze di frenatura. In questi istanti infatti la macchina elettrica lavora da generatore e, se non è previsto un sistema di dissipazione, l'energia va a caricare i condensatori aumentando la tensione del BUS DC. Per evitare la rottura dei componenti, l'inverter al superamento di una soglia di tensione comanda l'accensione dello switch di frenatura consentendo così al sistema di smaltire l'energia. Visti i valori di coppia e velocità a cui deve lavorare il motore riluttanza si è deciso di collegare un banco di resistenze dello stesso valore di quelle utilizzate per il motore SPM. Entrambi i banchi sono formati da quattro resistenze da $50[\Omega]$ dotate di dissipatore a due a due in serie e a loro volta in parallelo. L'utente può controllare i valori di tensione del BUS DC dei due inverter. In particolare per il convertitore del SPM è stato collegato un multimetro ai morsetti. Nel caso del REL invece il valore di tensione è riportato nell'interfaccia grafica dSPACE. Come ulteriore controllo è stata posizionata una sonda di temperatura nel banco di resistenze di frenatura del motore a riluttanza.

6.2 Esperienze

Si riportano di seguito i risultati delle prove sul banco. Le prime esperienze sono relative al Modo 1 descritto in 4.2.

La prima prova è stata eseguita con lo scopo di verificare che il codice implementato non contenesse degli errori che potessero danneggiare il banco. E' stata quindi fissata la massa del veicolo pari a $200[kg]$. Con questo valore di massa T_{SPM} non supera mai in valore assoluto T_{min} nelle fasi in cui SPM eroga coppia resistente. Di conseguenza ci si aspetta un funzionamento puramente elettrico con il REL controllato in velocità. In Figura 6.2 sono riportati il riferimento e la velocità misurata all'albero.

Come si può notare il riferimento è seguito con accuratezza in quanto il REL è controllato in velocità. Ciò non è più vero al di sopra di $2100[rpm]$ dove il motore a riluttanza non è più in grado di seguire il profilo del ciclo. La causa sta nel fatto che il valore di tensione di circa $400[V]$ scelto per il BUS DC non è sufficientemente elevato e ad una certa velocità il motore entra in deflussaggio. Per le prove successive quindi si è aumentata questa tensione tramite il variac fino a circa $520[V]$.

La prova è stata ripetuta con questo valore di tensione e il risultato è quello di Figura 6.3. Si possono individuare gli istanti T_1 e T_2 in cui il controllo della velocità è affidato al ICE e non più al motore a riluttanza.

Relativamente alla stessa prova si possono verificare gli andamenti di T_{min} , T_{opt} e T_{max} riportati in Figura 6.4. In blu è riportato il modulo della coppia erogata dal SPM. Essa è di segno positivo nei tratti compresi tra $T_1 - T_2$ e $T_3 - T_4$. Nei tratti in cui essa è negativa il suo modulo non supera mai la curva

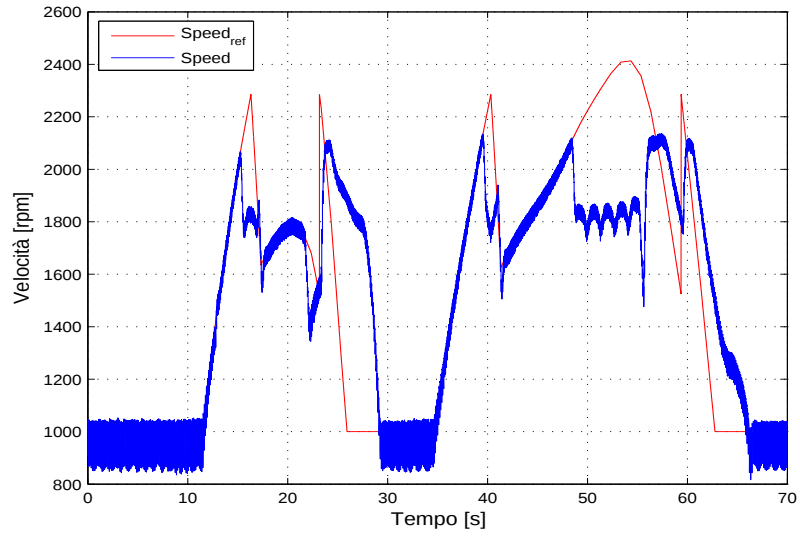
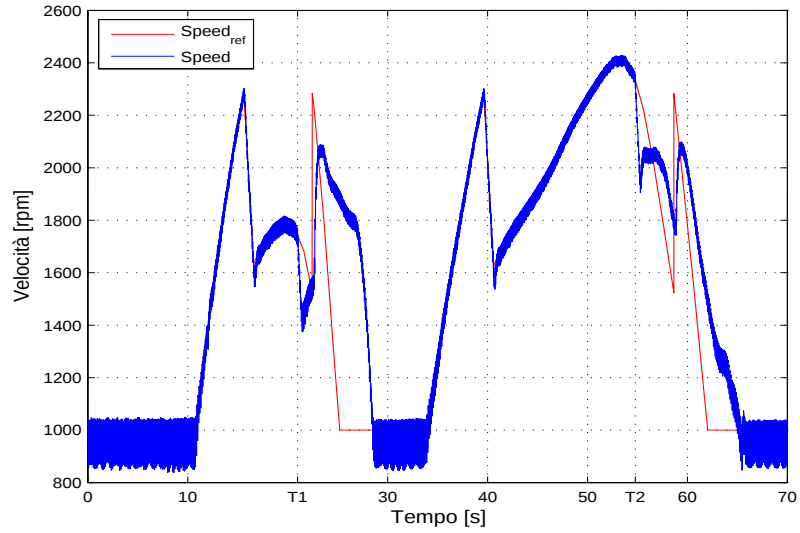
Figura 6.2: Prima esperienza con Modo 1 e $m = 200[kg]$ 

Figura 6.3: Esperienza ripetuta con tensione del BUS DC pari a 520[V]

T_{min} . Per questo motivo si ha il funzionamento puramente elettrico con il REL controllato in velocità.

Si vuole ora verificare il funzionamento con $|T_{SPM}| > T_{min}$. In questo caso infatti si entra in modalità di funzionamento ibrida. Si è quindi aumentata la massa a 300[kg].

Con questo valore di massa del veicolo le prove non sono state portate a termine. Infatti nel momento in cui il modulo della coppia del SPM supera T_{min} al REL viene fornito un riferimento a gradino di coppia frenante. Questa coppia va a sommarsi a quella del SPM provocando così lo spegnimento del ICE. Il problema sta nel fatto che la dinamica del motore termico è molto più

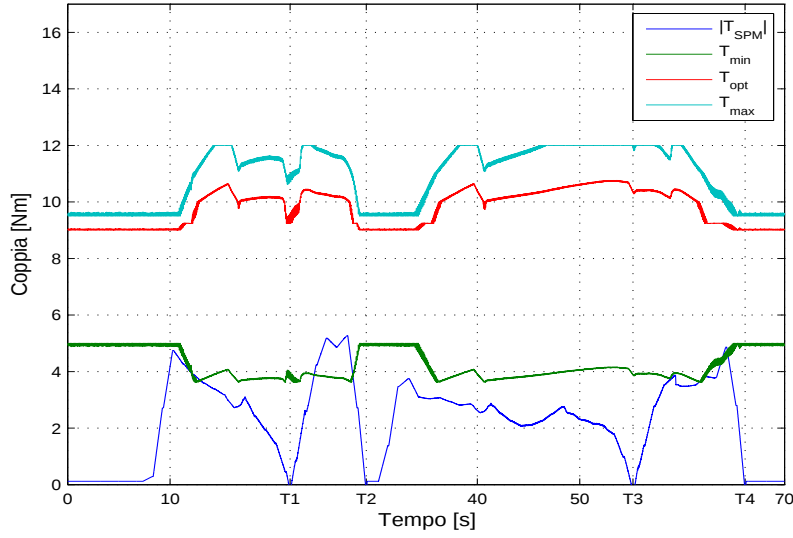


Figura 6.4: Confronto del modulo di T_{SPM} con T_{min} , T_{opt} e T_{max}

lenta rispetto a quella dei motori elettrici. Quindi al passaggio di $|T_{SPM}|$ per T_{min} si ha l'immediata reazione del REL che inizia a erogare coppia frenante. Diversamente all'ICE viene comandato di accelerare ma non è abbastanza veloce nel farlo. Di conseguenza si ha lo spegnimento del diesel.

Per portare a termine l'esperienza è necessario evitare lo spegnimento del ICE. Per fare questo si può agire su tre grandezze: la coppia erogata dal motore a riluttanza, la coppia erogata dal SPM e l'acceleratore del diesel.

Il primo tentativo è stato fatto filtrando la coppia erogata dal REL. In questo modo si vuole ottenere un andamento più graduale di coppia frenante lasciando così il tempo al ICE di accelerare ed evitare lo spegnimento. E' stato quindi inserito un filtro passa basso con costante τ_{REL} . Sono state eseguite diverse prove aumentando gradualmente il valore di questa costante. I valori testati per la costante del filtro rientrano nell'intervallo $0.1 - 10[s]$. Per i valori più alti l'andamento filtrato risulta troppo diverso da quello in ingresso al filtro e quindi non adatto all'applicazione sul banco. In ogni caso, nemmeno con filtraggio più spinto si è riusciti ad evitare lo spegnimento del banco.

La prima misura presa per risolvere il problema dello spegnimento non è risultata efficace e fa pensare che la principale causa del problema non sia la coppia del REL. Prima di agire sulle altre due grandezze si è deciso di provare a ritardare ulteriormente la coppia del motore a riluttanza. Per fare questo è stata introdotta una fascia di non intervento. In particolare al superamento da parte di $|T_{SPM}|$ della soglia T_{min} il REL entra in controllo di coppia ma il riferimento fornito rimane pari a zero. Esso rimane tale fino a che la coppia richiesta dalla trazione non supera una seconda soglia $T_{min} + \Delta$. Fino a questo istante quindi l'unica coppia frenante è quella erogata dal SPM. Ovviamente questo introduce una modifica alla logica sviluppata a livello teorico. In particolare si ha che il motore termico non si porta istantaneamente sul punto di rendimento ottimale. Di conseguenza si avranno valori di rendimento inferiori rispetto a quanto simulato. Le prove sono state eseguite con $\Delta = 1[Nm]$ e $\Delta = 2[Nm]$

e in entrambi i casi il motore termico si è spento. Un ulteriore aumento di Δ renderebbe la logica implementata troppo diversa da quella sviluppata a livello teorico. I tentativi fatti sulla coppia del REL non sono quindi efficaci e non risolvono il problema dello spegnimento.

La grandezza su cui si è deciso di agire successivamente è T_{SPM} . Anche in questo caso è stato introdotto un filtro passa basso con costante τ_{SPM} per ottenere un andamento più smorzato. In Figura 6.5 è riportato l'andamento della grandezza filtrata al variare della costante. Le curve sono relative ai valori $\tau_{SPM} = 0.5, 1, 2[s]$. Si può notare che con $\tau_{SPM} = 2[s]$ l'andamento risulta troppo filtrato in quanto nei punti di picco è troppo lontano dal segnale T_{SPM} . Per questo motivo non ha senso provare ad aumentare ulteriormente la costante in quanto la coppia del SPM deve rappresentare con accuratezza le resistenze legate al moto del veicolo. Per ognuno di questi tre valori è stata eseguita una prova sul banco che però ha presentato ugualmente il problema dello spegnimento del ICE.

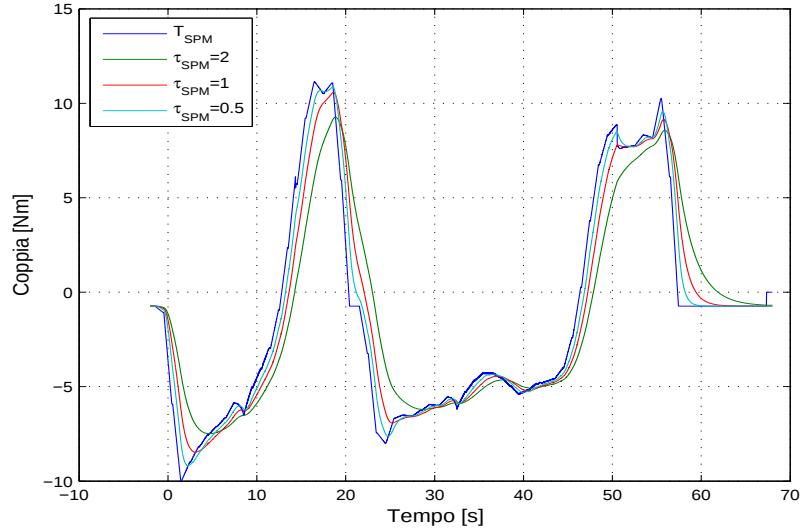


Figura 6.5: Andamenti della coppia filtrata del SPM al variare della costante τ_{SPM}

Poichè gli interventi per modificare l'azione dei due motori elettrici non hanno dato i risultati sperati si è deciso di intervenire direttamente sulla leva dell'acceleratore del ICE. Per aiutare il motore termico a rimanere acceso bisogna fare in modo che la posizione minima della leva non scenda mai al di sotto di una certa soglia pari al 10%. Si è deciso di non intervenire sul valore calcolato nel codice α_{diesel} bensì sul segnale α_{dSPACE} riportato in uscita sul DAC della scheda dSPACE. In questo modo la grandezza ricavata nel codice rimane nell'intervallo $[0-100]$, mentre il segnale scritto in uscita è nell'intervallo $[10-100]$. Quest'ultimo è calcolato tramite la (6.1).

$$\alpha_{dSPACE} = \alpha_{diesel} \cdot 0.9 + 10 \quad (6.1)$$

Con questa prova si è riusciti a mantenere ICE acceso anche nelle fasi in cui i due motori elettrici erogano entrambi coppia frenante. Il risultato della

prova è quello di Figura 6.6 in cui è riportata solo la prima fase del ciclo WLTP per evidenziare alcuni aspetti legati alla dinamica del banco. Durante la prima rampa si è nella condizione per cui il motore diesel è controllato in velocità. A causa della coppia resistente applicata dai due motori elettrici il riferimento è seguito con un errore non nullo. Inoltre tra gli istanti T_1 e T_2 si vede che la velocità misurata si allontana dal riferimento rimanendo al di sopra di esso. Ciò è causato dal fatto che il segnale fornito al diesel per la posizione dell'acceleratore non scende mai al di sotto del 10%. Questa misura è stata presa per evitare lo spegnimento del diesel ma nelle fasi di decelerazione è causa del problema appena evidenziato. Tra gli istanti T_3 e T_4 il controllo della velocità è a carico del REL per cui il riferimento è seguito con errore nullo. Negli istanti successivi a T_4 ICE torna ad essere controllato in velocità. Durante la decelerazione che segue il secondo cambio marcia si nota di nuovo che la velocità rimane al di sopra del riferimento. Nel codice infatti quando la coppia T_{SPM} è positiva viene dato al REL un riferimento di coppia nullo e il diesel viene controllato in velocità. L'idea è quella di rappresentare un veicolo in fase di decelerazione. In questa condizione il guidatore toglie il piede dal pedale dell'acceleratore e lascia che il veicolo avanzi per inerzia. Per rappresentare questa situazione si era deciso di annullare la coppia erogata dal REL e lasciare che fosse il diesel a seguire il riferimento. Il motore termico però non può lavorare da freno nelle fasi di decelerazione e quindi vista la coppia motrice erogata dal SPM si ha che la velocità rimane al di sopra del riferimento. Se il veicolo avanza ad una velocità superiore rispetto a quella desiderata come nel caso di Figura 6.6, il conducente è costretto a frenare. Nelle fasi di decelerazione quindi la scelta più corretta è quella di controllare in velocità il motore a riluttanza. In questo modo esso applica una coppia resistente che permette di seguire il riferimento simulando così la frenata del guidatore.

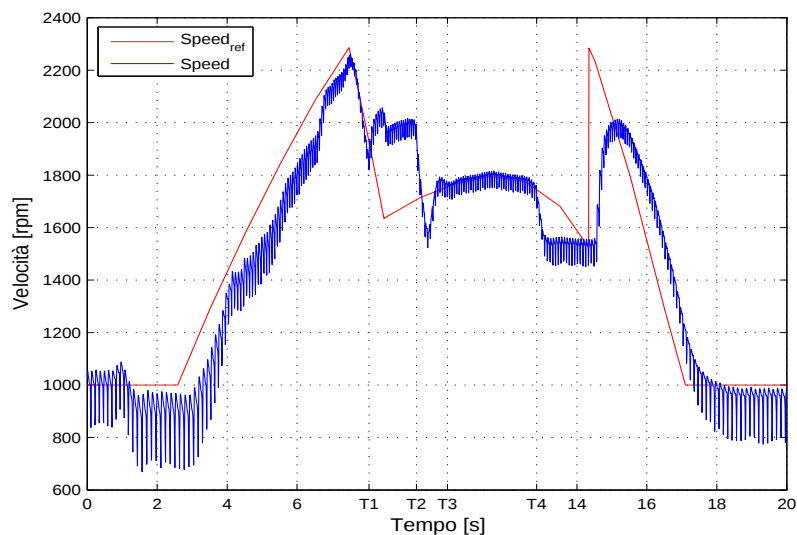


Figura 6.6: Prova con posizione minima dell'acceleratore pari a 10%

Ci si è accorti che anche con le soluzioni adattate si può avere lo spegnimento del diesel in un certo numero di prove. Questo può dipendere dalla temperatura

di lavoro del diesel. Per ottenere la ripetibilità dell'esperienza la soglia minima dell'acceleratore è stata aumentata in modo che il segnale α_{dSPACE} sia nell'intervallo $[15 - 100]$. Inoltre è stato reintrodotta il filtro per il segnale di coppia fornito come riferimento al SPM con costante $\tau_{SPM} = 0.5[s]$.

Rimane ancora il problema della dinamica del banco dovuto all'aumento del valore minimo dell'acceleratore. Infatti come si è visto in Figura 6.6, nelle fasi successive al cambio marcia la velocità misurata rimane al di sopra del riferimento. Per provare a risolvere questo problema si può modificare l'intervallo di α_{dSPACE} in base alla velocità misurata all'albero. In particolare quando quest'ultima è in aumento si prende il segnale nell'intervallo $[15 - 100]$, altrimenti lo si prende tra $[0 - 100]$. Questa soluzione però richiede l'utilizzo di un rapporto incrementale o comunque di un confronto tra la velocità relativa ad un istante e quella relativa all'istante precedente. Ciò risulta problematico in quanto il segnale di velocità acquisito è molto sporco e un eventuale filtraggio va ad occupare buona parte della memoria del DSP provocando il blocco del software. Se al posto della velocità all'albero si utilizza quella del veicolo non si ottiene comunque una soluzione efficace. Infatti dopo il cambio marcia tra la prima e la seconda il veicolo sta ancora accelerando e di conseguenza si ha ugualmente α_{dSPACE} compreso nel range $[15 - 100]$. Un'altra possibilità è utilizzare il segnale di riferimento della velocità all'albero $Speed_{ref}$. Esso è ricavato dal riferimento di velocità del veicolo e non da problemi nel calcolo di un rapporto incrementale. Il problema però si presenta alla fine della prima fase del ciclo WLTP. Negli istanti in cui la velocità all'albero torna ad essere costante e pari a $1000[rpm]$ il rapporto incrementale è nullo e di conseguenza si rientra nel caso in cui α_{dSPACE} appartiene all'intervallo $[15 - 100]$. Mentre il motore è già a velocità costante il veicolo sta ancora decelerando e di conseguenza c'è ancora la componente di coppia motrice legata all'inerzia. Si è dunque nella situazione in cui SPM e ICE erogano coppia motrice e REL deve seguire il profilo di velocità applicando coppia resistente. Questo fa aumentare il valore delle correnti nelle tre fasi del motore superando il limite imposto provocando così il fault dell'inverter.

Si è quindi provata una soluzione diversa basata non sulla velocità bensì sul valore del rapporto di trasmissione. Quando la marcia è innestata si mantiene il minimo del segnale al 15% mentre durante i cambi marcia si ha α_{dSPACE} tra $[0 - 100]$. Con questa strategia però le prove non vengono portate a termine. Infatti durante la prima decelerazione le correnti di fase del motore a riluttanza superano $25[A]$ provocando il fault dell'inverter. I valori delle correnti risultano così elevati a causa della coppia frenante che il riluttanza deve erogare in questa parte del ciclo. Infatti nella fase di decelerazione si ha T_{SPM} positiva a causa dell'inerzia. Inoltre alla fine del cambio marcia tra la seconda e la prima si ha $\alpha_{dSPACE} = 15\%$ secondo quanto implementato. In questa situazione quindi sia SPM che ICE applicano coppia motrice costringendo il REL ad erogare una coppia frenante tale da riuscire a seguire il riferimento di velocità. Per provare a portare a termine la prova sono stati abbassati i valori del limitatore del regolatore PI dell'anello di velocità. In questo modo è stato possibile limitare maggiormente i valori delle tre correnti e quindi evitare il fault dell'inverter. Questa soluzione però limita l'azione frenante del REL, provocando un'allontanamento della velocità dal riferimento durante la decelerazione. Tale effetto è ben visibile tra gli istanti $T_1 - T_2$ e $T_3 - T_4$ di Figura 6.7.

L'idea di modificare l'intervallo del segnale α_{dSPACE} sulla base del valore del rapporto di trasmissione ha dato dei buoni risultati ad esclusione dei tratti in cui

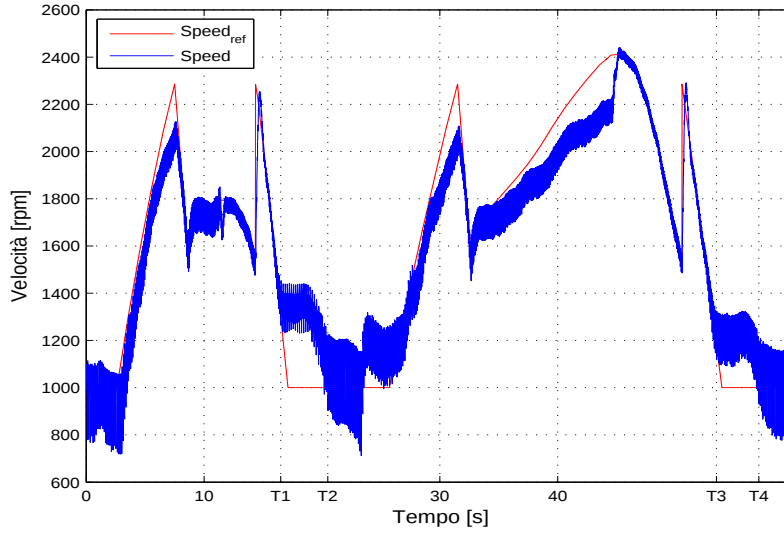


Figura 6.7: Prova con scelta del valore minimo di α_{dSPACE} basata sul valore del rapporto di trasmissione N

il veicolo decelera. Si è quindi deciso di mantenere questa logica modificandola in modo da considerare anche la derivata della velocità del veicolo. In particolare se il veicolo sta accelerando e la marcia è innestata allora si prende l'intervallo $[15 - 100]$. Altrimenti se il veicolo è in decelerazione o nella fase di cambio marcia il segnale è preso nell'intervallo $[0 - 100]$. Con questa soluzione il risultato è quello di Figura 6.8. Si può vedere come il riferimento sia seguito bene durante i cambi marcia e durante le decelerazioni. Si possono invece notare i punti in cui il motore diesel fatica a seguire il riferimento a causa del valore crescente di coppia frenante dato dal SPM. In particolare questo è evidente negli istanti precedenti i cambi marcia in fase di accelerazione e da T_1 fino all'istante T_2 in cui comincia il controllo di velocità del REL.

In Figura 6.9 è riportata la velocità del veicolo. Come per le velocità all'albero è evidente il tratto in cui il motore diesel non riesce a seguire il riferimento, cioè tra gli istanti T_1 e T_2 . Inoltre anche negli istanti immediatamente precedenti ai cambi di marcia in fase di accelerazione si vede che ICE fatica a seguire il profilo di velocità dato in ingresso. Il massimo errore tra velocità misurata e riferimento è nell'istante T_2 ed è inferiore a $2[km/h]$.

Relativamente alla stessa prova sono riportati anche i riferimenti di coppia del SPM e del REL. In Figura 6.10a è possibile vedere il valore assoluto di T_{SPM} confrontato con le curve T_{min} , T_{opt} e T_{max} . In questa esperienza la curva di T_{opt} è stata traslata verso il basso di $2[Nm]$ in modo da poter aumentare le fasi in cui il motore a riluttanza eroga coppia motrice. Negli istanti precedenti a T_1 , $|T_{SPM}|$ è inferiore alla curva di coppia minima. In questi punti quindi si controlla il REL in velocità e l'acceleratore del motore termico è posto pari a zero. Al superamento di questa soglia il motore diesel inizia ad essere controllato in velocità e la coppia erogata dal REL è resistente fino a che $|T_{SPM}|$ non supera la curva di T_{opt} e diventa motrice oltre a questo limite come si vede in Figura 6.10b. Tra T_2 e T_3 il riluttanza è sempre controllato in velocità per cui si ha

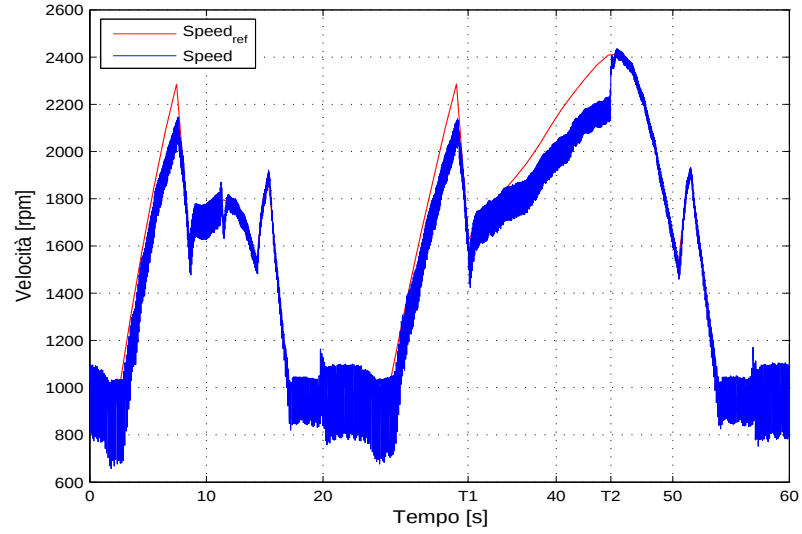


Figura 6.8: Prova con scelta del valore minimo di α_{dSPACE} basata sul valore del rapporto di trasmissione N e sull'accelerazione del veicolo

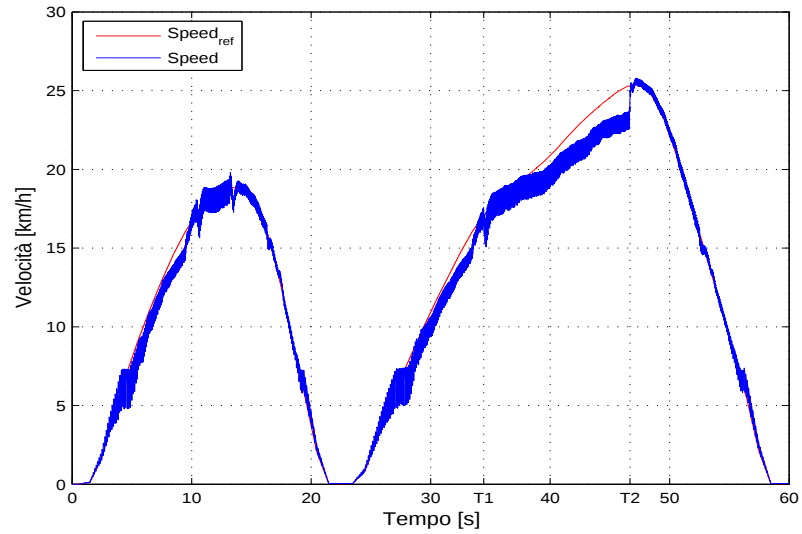
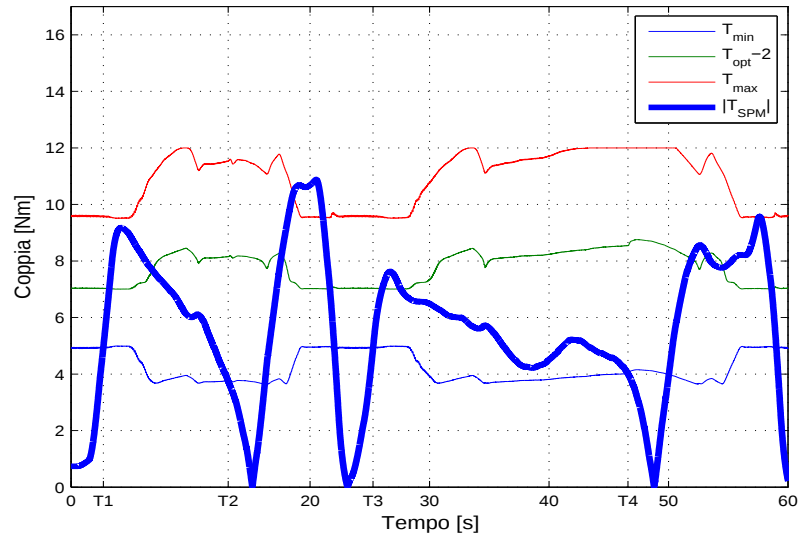
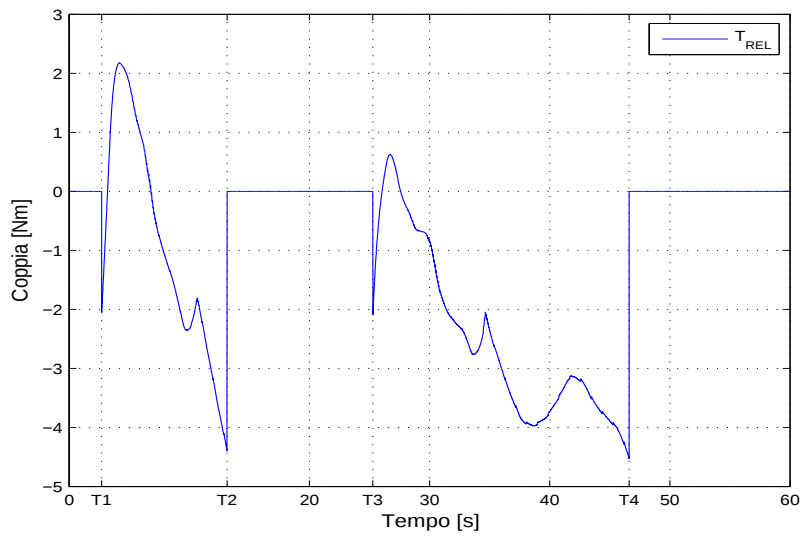


Figura 6.9: Velocità del veicolo nella prova definitiva

$T_{REL} = 0[Nm]$. Infatti nei primi e negli ultimi istanti di questa fase il valore della coppia del SPM è negativo ma in modulo inferiore a T_{min} . Per il resto T_{SPM} è positiva e quindi si ha ancora il REL controllato in velocità.

I risultati ottenuti in quest'ultima prova riportati in Figura 6.8, Figura 6.9 e Figura 6.10 mostrano che il codice implementato funziona correttamente seguendo i criteri della logica ibrida sviluppata. Le prestazioni del banco in questa configurazione possono essere ritenute adatte per simulare un veicolo ibrido e valutarne le prestazioni. Infatti grazie alle soluzioni impiegate il banco può essere controllato secondo la logica ibrida riuscendo a seguire il riferimento

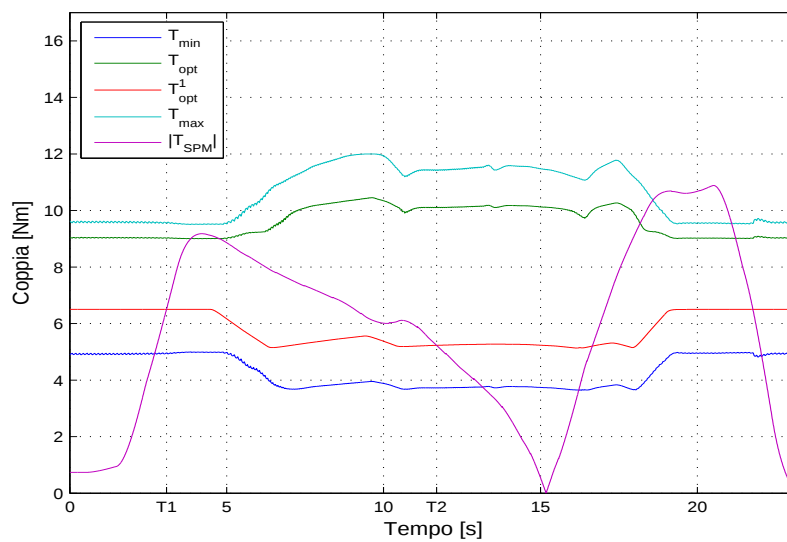
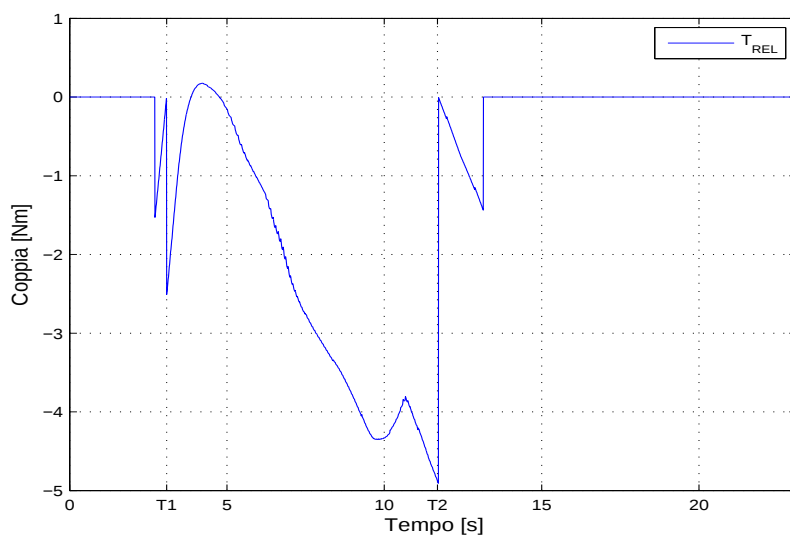
(a) Confronto tra $|T_{SPM}|$ e T_{min} , T_{opt} , T_{max} 

(b) Riferimento di coppia del motore a riluttanza

Figura 6.10: Andamenti delle coppie di riferimento del SPM e del REL

con un errore limitato ed accettabile. Oltre al Modo 1 fino ad ora testato, sono state eseguite le prove anche nelle altre due modalità. Dal punto di vista della dinamica i risultati ottenuti sono altrettanto buoni di quelli di Figura 6.8 e per questo non vengono riportati gli andamenti delle velocità.

In Figura 6.11 si possono osservare gli andamenti dei riferimenti di coppia forniti al SPM e al REL. Viene riportata solamente la prima fase del ciclo WLTP per poter evidenziare le differenze rispetto alla modalità precedente. Rispetto al Modo 1 è stata introdotta una nuova curva di riferimento T_{opt}^1 . Come si vede in Figura 6.11a quando $|T_{SPM}|$ è inferiore a T_{min} si ha lo stesso funzionamento che si ha con il Modo 1, cioè motore REL controllato in velocità e leva dell'acceleratore del diesel posta pari a zero. Al superamento di questa soglia fino all'istante T_1 in cui si ha $|T_{SPM}| < T_{opt}^1$ il punto di lavoro del ICE non viene spostato sulla curva T_{opt} . Infatti come si può vedere in Figura 6.11b la coppia resistente applicata dal REL è tale da portare il motore termico a lavorare lungo la curva T_{opt}^1 . Tra gli istanti T_1 e T_2 con $T_{opt}^1 < |T_{SPM}| < T_{max}$ il punto di lavoro del ICE viene portato sulla curva di rendimento ottimale come nel caso del Modo 1. Come nelle prove precedenti quando la coppia del motore SPM è positiva si controlla in velocità il motore a riluttanza e il segnale di riferimento per la posizione dell'acceleratore viene posto pari a zero.

(a) Confronto tra $|T_{SPM}|$ e T_{min} , T_{opt} , T_{max} 

(b) Riferimento di coppia del motore a riluttanza

Figura 6.11: Andamenti delle coppie di riferimento del SPM e del REL con Modo2

Capitolo 7

Conclusioni

All'inizio del lavoro di tesi è stato sviluppato un modello del veicolo da emulare nel banco in base alle caratteristiche del motore termico presente nel banco. La categoria di veicoli scelta è quella dei quadricicli pesanti. Dopo aver scelto il ciclo WLTP come riferimento è stato possibile decidere i valori del rapporto di trasmissione del cambio e calcolare le forze di resistenza dovute al moto del veicolo.

La configurazione iniziale del banco comprendeva il motore termico e il motore elettrico a magneti permanenti superficiali. Si è deciso di controllare in velocità il primo e fornire al secondo un riferimento di coppia. In questo modo si vuole rappresentare un veicolo tradizionale in moto lungo il ciclo di riferimento. In particolare il motore SPM deve simulare le forze di resistenza dovute alla trazione. Le prime prove hanno evidenziato delle problematiche legate alla dinamica del banco. In particolare il banco non era in grado di seguire il profilo di velocità dato in ingresso. Si è quindi cercato di trovare i valori delle costanti del regolatore PI tali da migliorare la dinamica del banco. I coefficienti sono stati fatti variare fino al raggiungimento del limite della stabilità senza però ottenere dei risultati soddisfacenti.

Osservando la prima rampa di velocità del ciclo si è potuto notare che il riferimento veniva seguito con un errore non nullo e circa costante. L'idea quindi è stata quella di aumentare il tipo del sistema retroazionato inserendo un integratore a valle del regolatore PI. In questa configurazione si è riusciti ad annullare l'errore alla rampa ma la dinamica non è ancora adatta per le applicazioni future del banco per cui è stato eliminato il secondo integratore.

Per aiutare il motore termico a seguire il ciclo si è deciso di introdurre un feed-forward. All'uscita del regolatore PI viene sommata una quantità legata alla velocità di riferimento. Vista la qualità dei risultati ottenuti si è scelta questa configurazione come soluzione definitiva.

Una volta migliorata la dinamica del sistema ci si è concentrati sul cambio marcia e sull'introduzione dell'inerzia del veicolo nel modello.

Il lavoro svolto fino a questo punto ha consentito di emulare un veicolo tradizionale in moto lungo un percorso prestabilito. Il passo successivo è stato lo sviluppo di una logica di controllo del veicolo ibrido. L'obiettivo principale è quello di aumentare i valori di rendimento a cui lavora il motore termico. Il motore elettrico quindi viene controllato per spostare il punto di lavoro del ICE sulla curva di rendimento ottimale. Oltre alla prima modalità di funzionamento

(Modo 1) ne sono state sviluppate altre due sulla base di considerazioni fatte sulla dinamica del banco e sul bilancio energetico del veicolo.

Prima di implementare la logica sul banco è stata fatta una simulazione numerica Simulink per valutarne l'efficacia da un punto di vista energetico. Il confronto è stato fatto su un bilancio energetico delle sorgenti di energia nei due veicoli. Il particolare è stata valutata l'energia totale richiesta dal sistema di trazione nei due veicoli. Nel caso del mezzo ibrido essa è stata considerata al netto della quota recuperata e immagazzinata nelle batterie. I risultati hanno evidenziato che non sempre la logica ibrida rappresenta un vantaggio dal punto di vista energetico rispetto ad un veicolo tradizionale. Infatti simulando le prime due fasi del ciclo WLTP con il Modo 1 il motore elettrico lavora principalmente da generatore erogando valori di coppia frenante elevati per portare il motore termico a lavorare nei punti a rendimento ottimo. In questa condizione l'aumento di energia richiesta al ICE non viene compensata dalla parte di energia recuperata. Nelle fasi a velocità maggiore del ciclo invece si ha un maggiore funzionamento da motore del EM andando così ad aiutare il motore termico nella trazione. Simulando il ciclo intero quindi si notano i vantaggi dovuti alla logica ibrida.

In generale la logica ibrida introduce dei vantaggi quando il funzionamento da generatore del EM non provoca un aumento dell'energia richiesta al motore termico tale non essere compensata dall'energia recuperata nelle batterie. Ciò è dovuto al fatto che l'energia dev'essere trasformata dal serbatoio fino alla batteria passando attraverso i rendimenti di conversione del motore termico e del motore elettrico. Si è quindi cercato di diminuire la percentuale di funzionamento da generatore e di aumentare il funzionamento da motore andando a traslare verso il basso la curva T_{opt} . Anche le prove eseguite con la logica del Modo 2 hanno evidenziato un miglioramento delle prestazioni energetiche del veicolo ibrido grazie ad una riduzione dei valori di coppia frenante erogata dal motore elettrico.

Dopo il montaggio di un motore elettrico a riluttanza si è passati ad implementare la logica sul banco. In quest'ultima parte sono stati integrati il controllo dei due inverter e della leva dell'acceleratore. Dopo aver risolto alcuni problemi legati alla dinamica si è riusciti ad ottenere una buona risposta del banco.

Il risultato finale di questo lavoro è un sistema in grado di controllare e integrare il funzionamento del motore termico e dei due motori elettrici. Il banco in questa configurazione può emulare un veicolo ibrido in moto lungo un ciclo di riferimento.

Appendice A

Motore Diesel

Tabella A.1: Caratteristiche principali motore diesel

	Valore	Unità
Cilindrata	267	$[cm^3]$
Rapporto di Compressione	21.5:1	$[-]$
Potenza max (a 3600 rpm)	4	$[kW]$
Coppia max (a 2500 rpm)	12.5	$[Nm]$
Alesaggio-Corsa	74-62	$[mm]$
Peso	34	$[kg]$

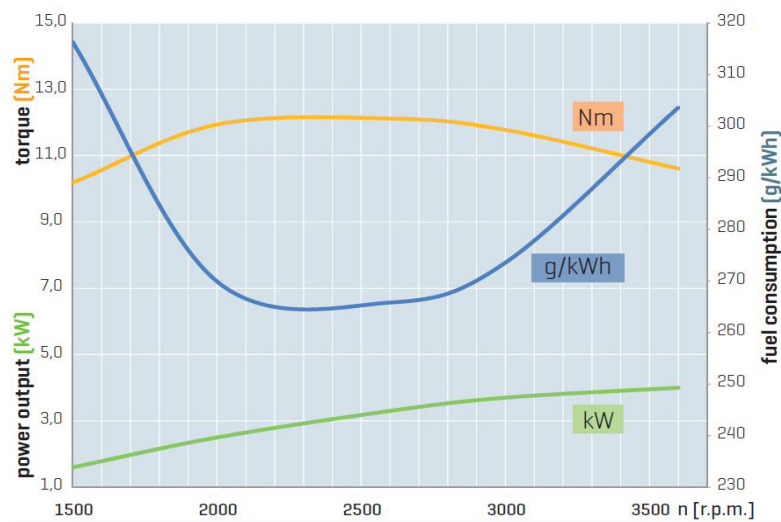


Figura A.1: Curve di funzionamento del motore diesel

Bibliografia

- [1] Nicola Calgaro. «Studio e realizzazione di un banco elettricoendotermico per sistemi di trazione ibrida o di cogenerazione». Tesi Magistrale. Università degli Studi di Padova, 2012.
- [2] Carmen Lungoci et al. «Modular test bench for a hybrid electric vehicle with multiples energy sources». IEEE Proceeding. 2008.
- [3] Roberto Marcelo Schupbach e Juan Carlos Balda. «A versatile laboratory test bench for developing powertrains of electric vehicles». IEEE Proceeding. 2002.
- [4] Yi Zhang e Heping Liu. «Fuzzy logic torque control strategy for parallel hybrid electric vehicles». Eighth International Conference on Fuzzy Systems and Knowledge Discovery. 2011.