



**Politecnico
di Torino**

Modellazione dinamica di una trasmissione a due rapporti per veicoli elettrici

Tesi di Laurea Magistrale
Ingegneria Meccanica
Aprile, Anno Accademico 2023/2024

Relatori:

Prof. Enrico GALVAGNO
Prof. Aldo SORNIOTTI
Ing. Fabio PETRARULO

Candidato:

Alessandro ORTUSO

Sommario

Il lavoro svolto all'interno della presente tesi nasce per rispondere all' esigenza di ottimizzare la progettazione dei componenti attraverso lo sviluppo di un modello di sistema in grado di ricreare delle storie di carico. All'interno dell'elaborato viene illustrato l'approccio che è stato utilizzato nella creazione del modello, tale da poter efficacemente produrre delle storie temporali che possano essere adoperate per il dimensionamento degli elementi della driveline.

L'attenzione viene posta sulla trasmissione, un bimarca per veicoli elettrici ad alte prestazioni che sfrutta una Selectable One Way Clutch (SOWC), una frizione non convenzionale di cui sono presentate le peculiarità.

Il documento viene suddiviso in quattro diversi capitoli:

- Un primo capitolo descrittivo del sistema fisico preso in considerazione da cui verrà poi estratto un modello di sistema;
- Un secondo capitolo di presentazione del modello Simulink creato per riprodurre il comportamento del sistema reale;
- Un terzo capitolo di esposizione della logica di cambio marcia introdotta nel sistema;
- Un quarto capitolo di rendicontazione dei risultati attraverso l'ausilio di grafici.

Indice

1	Il modello	4
1.1	Il sistema veicolo	5
1.2	Il layout della trasmissione	7
1.3	Selectable One Way Clutch	15
2	Il modello Simulink	19
2.1	Batteria	20
2.2	Motore elettrico	22
2.3	Trasmissione	26
2.4	Veicolo	33
2.5	Logica di controllo	38
	2.5.1 Reference	38
	2.5.2 Driver	40
3	Logica di cambio marcia	44
3.1	Target	46
3.2	Upshift	48
3.3	Downshift	55
4	Risultati	59

Elenco delle figure

1.1	Approccio Top-down per la descrizione del sistema fisico	5
1.2	Diagramma a blocchi qualitativo del sistema veicolo	7
1.3	Layout della trasmissione	9
1.4	Flusso di potenza in prima	10
1.5	Flusso di potenza in seconda	11
1.6	Layout a parametri concentrati	13
1.7	Esploso della Selectable One Way Clutch	16
1.8	Selectable One Way Clutch ingaggiata	16
1.9	Selectable One Way Clutch disinnestata	17
1.10	Selectable One Way Clutch, drive-regen ON	17
1.11	Selectable One Way Clutch, drive-regen OFF	18
2.1	Modello di batteria in Simulink	20
2.2	Modello di motore in Simulink	22
2.3	Modello di motore e batteria in Simulink	23
2.4	Finestra di dialogo Simscape, Motor and Drive	24
2.5	Mappa di efficienza	25
2.6	Blocco "Unidirectional Clutch" di Simulink	27
2.7	Logic-controlled Clutch(sinistra) e Disc Friction Clutch(destra)	27
2.8	Modello SOWC semi-definitivo	28
2.9	Modello trasmissione	28
2.10	Modalità ON e OFF in prima marcia	30
2.11	Blocco Vehicle Body di Simscape	34
2.12	Dall'albero di uscita alle ruote	34
2.13	Freni ai semiassi	35
2.14	Torque source più Disc brake	37
2.15	Drive Cycle Source	39
2.16	FTP75	40
2.17	Controllore PID implementato	42

3.1	Diagramma di Stateflow	48
3.2	Esempio upshift	49
3.3	Esempio velocità upshift	50
3.4	Fase preparatoria dell'upshift	51
3.5	Torque phase per l'upshift	52
3.6	Profilo PID per l'upshift	54
3.7	Inertia phase per l'upshift	54
3.8	Esempio downshift	55
3.9	Esempio velocità downshift	56
3.10	Fase preparatoria del downshift	57
3.11	Inertia phase durante il downshift	58
3.12	Torque phase all'interno dello Stateflow	58
4.1	Profilo di velocità del drive cycle e del modello	59
4.2	Errore assoluto tra il profilo di velocità del drive cycle e del modello	60
4.3	Differenza tra lo SoC della batteria con o senza rigenerazione .	61
4.4	Coppia sulla SOWC durante il ciclo guida	62
4.5	Coppia sulla FC durante il ciclo guida	62
4.6	Slittamento sulla SOWC durante il ciclo guida	63
4.7	Slittamento sulla FC durante il ciclo guida	63
4.8	Comando di selezione modalità e coppia SOWC	64
4.9	Coppia durante l'upshift riportata al primario	65
4.10	Velocità motore durante l'upshift	65
4.11	Coppie e accelerazione del veicolo durante l'upshift	66
4.12	Coppia durante il downshift riportata al primario	67
4.13	Velocità motore durante il downshift	67
4.14	Coppia e accelerazione all'uscita durante il downshift	68

Capitolo 1

Il modello

Il modello di sistema è la rappresentazione di un sistema reale, che ne descrive i componenti, le loro relazioni e il loro comportamento. La creazione di un modello può aiutare nel comprendere il funzionamento del sistema concreto, oltre che per sviluppare un controllo efficace in fase di simulazione e aiutare nella progettazione dei componenti. MATLAB è un ambiente di sviluppo versatile per la creazione di modelli di sistema che mette a disposizione un'ampia gamma di strumenti tra cui Simulink. Quest'ultimo è un ambiente di simulazione basato su diagrammi a blocchi, adatto per la modellazione e la simulazione di sistemi dinamici multidominio.

Previa la descrizione fornita un modello di sistema si basa su un corrispondente sistema fisico che necessita di un'adeguata esposizione. Per delineare le fasi attraverso cui si strutturerà la descrizione del sistema reale e da cui sarà poi estrapolato un modello verrà eseguita un'analisi ricalcante le logiche Top-Down, come riportato in Figura 1.1. Declinare una metodologia di questo tipo in un sistema come quello in esame significa rendicontare il veicolo nel suo insieme per poi caratterizzare in maniera più dettagliata la trasmissione e la Selectable One Way Clutch, un componente che si differenzia dagli organi meccanici più comunemente noti e il cui funzionamento verrà in seguito illustrato.

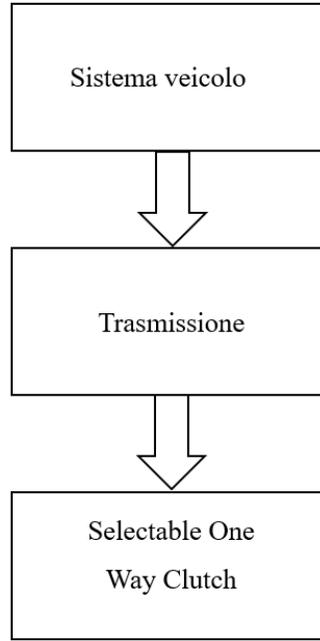


Figura 1.1: Approccio Top-down per la descrizione del sistema fisico

1.1 Il sistema veicolo

La potenza necessaria alla movimentazione viene fornita dal motore elettrico, che converte l'energia elettrica proveniente dalla batteria in energia meccanica. Il passaggio di potenza dal motore alle ruote avviene attraverso una linea di trasmissione che adatta la velocità di rotazione del motore alle diverse esigenze di velocità e coppia motrice del veicolo. Le equazioni che regolano la dinamica del veicolo vengono riportate in Equazioni 1.1, 1.2 e 1.3.

$$m\dot{V}_x = F_x - F_d - mg \cdot \sin\beta \quad (1.1)$$

$$F_x = n(F_{xf} + F_{xr}) \quad (1.2)$$

$$F_d = \frac{1}{2}C_d\rho A(V_x + V_w)^2 \cdot \text{sgn}(V_x + V_w) \quad (1.3)$$

A valle delle Equazioni 1.1, 1.2 e 1.3 viene quindi riportata la Tabella 1.1 che descrive i termini presenti nelle Equazioni sopracitate e impattanti sulla dinamica longitudinale del veicolo. La forza necessaria all'avanzamento del veicolo viene fornita attraverso la coppia erogata dal motore e moltiplicata secondo i rapporti di trasmissione.

Parametro	Valore	Descrizione
m	2500 kg	Massa veicolo
\dot{V}_x		Accelerazione veicolo
F_x		Forza sviluppata a terra
F_d		Forza di resistenza aerodinamica
g	9.81 $\frac{m}{s^2}$	Accelerazione di gravità
n	2	Numero di ruote sull'asse
β	0 deg	Angolo d'inclinazione della strada
F_{xf}		Forza a terra ruote anteriori
F_{xr}		Forza a terra ruote posteriori
C_d	0.3	Coeff.resistenza aerodinamica
ρ	1.225 $\frac{kg}{m^3}$	Densità dell'aria
A	2 m^2	Area frontale del veicolo
V_x		Velocità del veicolo
V_w		Velocità del vento

Tabella 1.1: Parametri delle equazioni di dinamica del veicolo

La definizione del flusso di potenza può quindi essere sintetizzata attraverso l'ausilio di uno schema a blocchi come riportato in Figura 1.2.

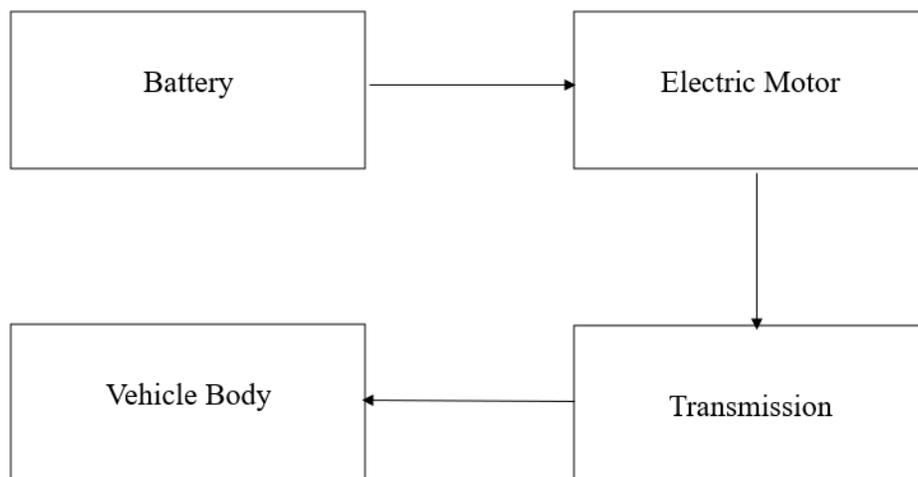


Figura 1.2: Diagramma a blocchi qualitativo del sistema veicolo

1.2 Il layout della trasmissione

Oggetto d'indagine del presente elaborato è il sistema di trasmissione della potenza dal motore alle ruote. Per eseguire un'accurata descrizione della trasmissione è necessario illustrare il funzionamento del suo componente più atipico, ovvero la Selectable One Way Clutch (SOWC). Per caratterizzare nel dettaglio quest'organo si rimanda alla sezione successiva mentre nella presente viene data una sommaria rappresentazione dello stesso per contestualizzare meglio il layout.

La frizione unidirezionale selezionabile (Selectable One Way Clutch, SOWC) è un tipo di frizione che combina le caratteristiche di una frizione unidirezionale standard con la possibilità di essere attivata e disattivata. La disattivazione rende il comportamento del componente simile a quello di una ruota libera per biciclette, che permette ai pedali di girare liberamente quando si smette di pedalare. Nella trasmissione in esame la selezionabilità consiste nell'attivazione o meno del passaggio di potenza in rigenerazione, quindi

quando si ha coppia negativa al motore. Il passaggio di potenza in drive, ovvero quando il motore sta erogando coppia, è sempre attivo.

Si possono riassumere le modalità di funzionamento del componente SOWC (Selectable One Way Clutch) in:

- ON: sia la trazione che la rigenerazione sono possibili e il flusso di potenza va dal motore alle ruote e viceversa;
- OFF: la rigenerazione non è possibile per cui la potenza può andare dal motore alle ruote ma non viceversa. Il flusso in trazione è tuttavia identico a quello della modalità ON, con il componente che funziona come una classica ruota libera.

Il cambio è un bimarca automatico installato su veicoli ad alte prestazioni. La trasmissione mira ad avere un'alta efficienza nelle manovre di cambio marcia mantenendo elevati valori di coppia alle ruote, motivo per cui è presente all'interno dell'elaborato una sezione dedicata alle logiche di cambio marcia implementate all'interno del modello. Nonostante il principio di funzionamento possa ricordare quello dei più classici DCT (Dual Clutch Transmission) le logiche devono essere implementate ad hoc per adattarsi alle differenze costruttive.

Il passaggio di coppia attraverso la Selectable One Way Clutch avviene quando il veicolo è in prima marcia, la modalità è la cosiddetta "Full locked" o ON ove è possibile la frenata rigenerativa. Prima di passare in seconda la modalità viene cambiata da ON a OFF. La frizione viene attivata quando viene innestata la seconda marcia, la pressione esercitata dagli attuatori rimane costante durante la permanenza in suddetta marcia per far fronte alle eventuali improvvise richieste di coppia da parte del guidatore, mantenendo elevata la coppia trasmissibile.

Lo schema di Figura 1.3 mostra il layout della trasmissione. Essa è composta da quattro alberi, due stadi di riduzione e il rapporto finale il cui rapporto di trasmissione totale varia a seconda della marcia inserita.

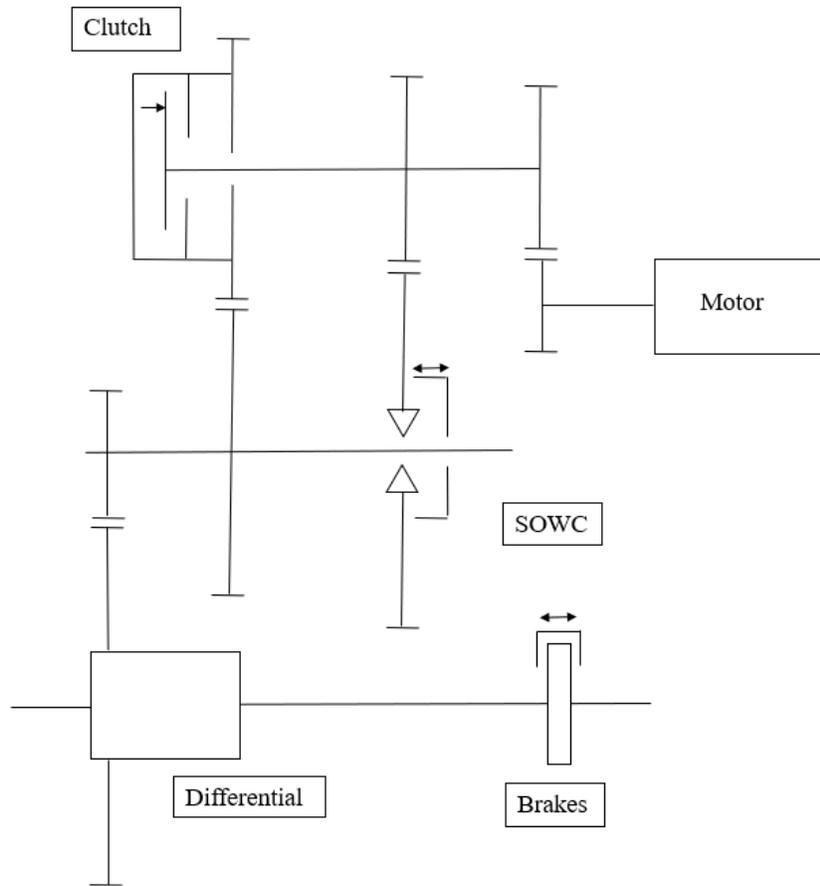


Figura 1.3: Layout della trasmissione

La velocità motore incontra una prima riduzione nel passaggio dall'albero primario al layshaft 1. Il passaggio al layshaft 2 può avvenire attraverso la Selectable One Way Clutch o la frizione a dischi, dove il rapporto di trasmissione cambia a seconda della marcia inserita. Il differenziale consente il trasferimento di potenza ai semiassi.

Le Figure 1.4 e 1.5 riportano graficamente il flusso di potenza nella trasmissione in prima e in seconda marcia.

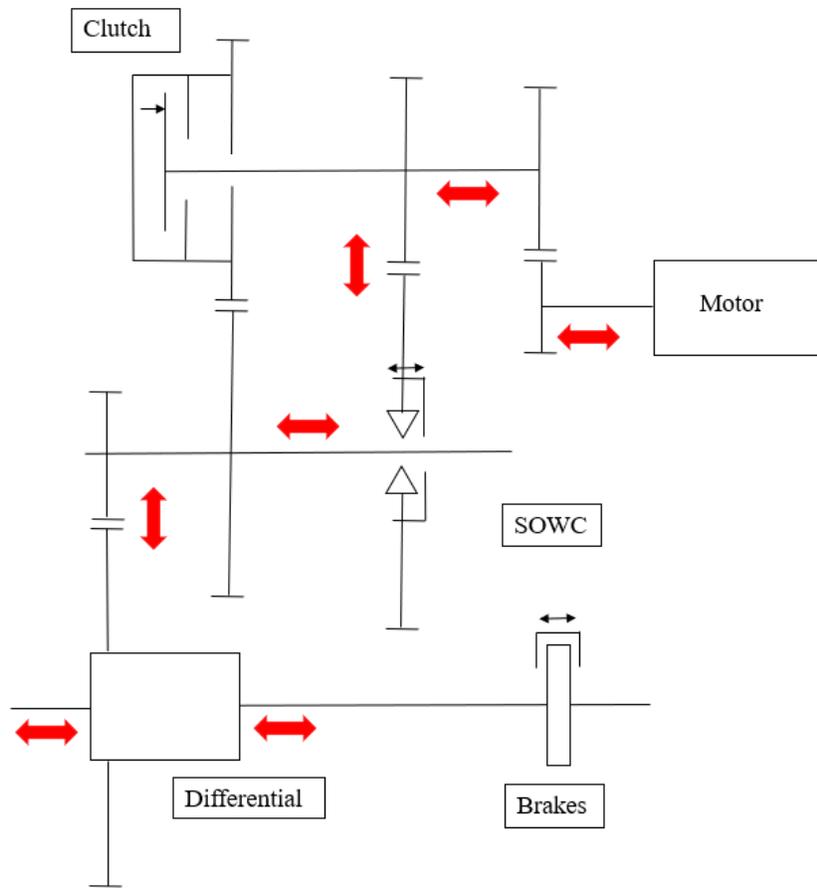


Figura 1.4: Flusso di potenza in prima

Nel caso riportato in Figura 1.4 il motore eroga coppia e la Selectable One Way Clutch è in condizione ON, per cui sarebbe possibile effettuare la frenata rigenerativa. La potenza erogata dal motore transita per l'ingranaggio in corrispondenza dell'organo sopracitato per poi venir reindirizzata ai semiassi attraverso il differenziale. Il flusso di potenza sarebbe il medesimo anche se la SOWC fosse in modalità OFF ma non sarebbe possibile la rigenerazione.

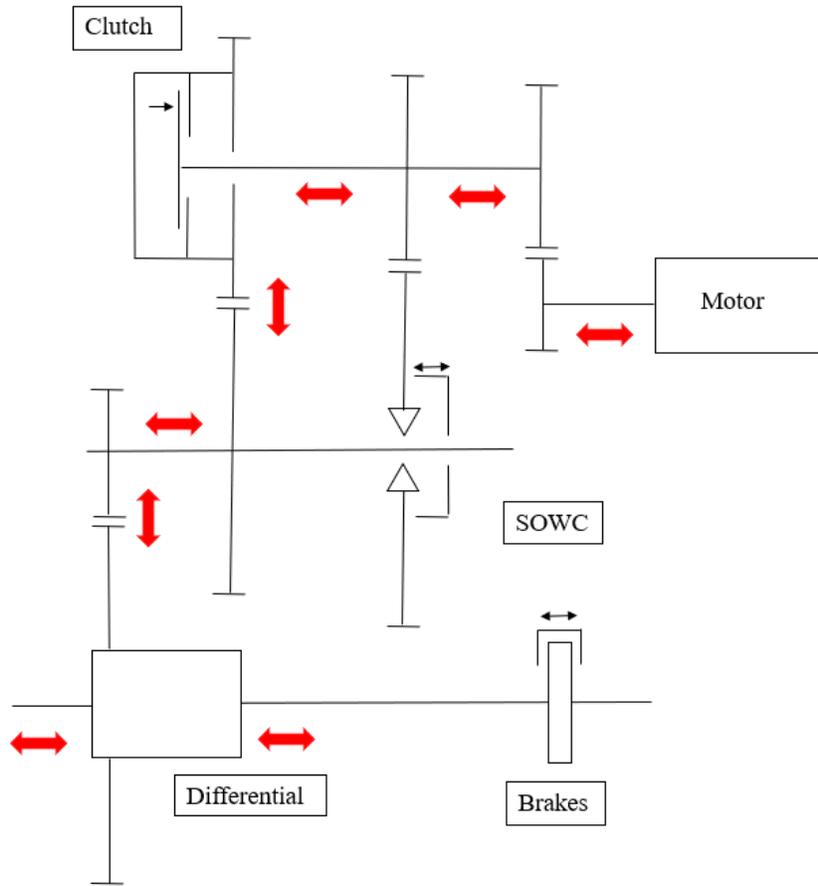


Figura 1.5: Flusso di potenza in seconda

Per quanto riguarda la seconda marcia il flusso di potenza viene riportato in Figura 1.5, con i dischi della frizione che entrano in funzione grazie all'impianto idraulico del sistema. La SOWC ha lo stesso comportamento della ruota di una bicicletta in rigenerazione mentre potrebbe trasmettere coppia in trazione se la frizione fosse disinnestata.

Questo perché a causa dell'innesto della frizione la velocità imposta dalla seconda marcia è maggiore di quella che corrisponde alla velocità di rotazione della ruota condotta di prima, impedendo la trasmissione di coppia sulla SOWC come viene illustrato dalle Equazioni 1.4, 1.5, 1.6 sotto riportate.

$$\omega_{1g} = \omega_{in} \frac{z_{1p}}{z_{1g}} = \frac{\omega_{in}}{\tau_1} \quad (1.4)$$

$$\omega_{2g} = \omega_{in} \frac{z_{2p}}{z_{2g}} = \frac{\omega_{in}}{\tau_2} \quad (1.5)$$

$$\omega_{2g} = \omega_{layshaft2} > \omega_{1g} \quad \text{per } \tau_2 < \tau_1 \quad (1.6)$$

Le equazioni che regolano la dinamica del veicolo sono riportate in Equazione 1.7 ed Equazione 1.8 per entrambe le marce.

$$J_{eq,gear1} \ddot{\theta}_{diff} = T_m i_{drop} i_1 i_{diff} - T_h \quad (1.7)$$

$$J_{eq,gear2} \ddot{\theta}_{diff} = T_m i_{drop} i_2 i_{diff} - T_h \quad (1.8)$$

L'inerzia equivalente dei componenti può essere esplicitata secondo le Equazioni 1.9 e 1.10 riprese dal lavoro di [**Sorniotti**], con i parametri riportati in Tabella 1.2 e mostrati in Figura 1.6. Come si può vedere a causa dei rapporti di trasmissione l'inerzia equivalente per la seconda marcia risulta essere più bassa di quella in prima marcia. A parità del termine a destra delle equazioni 1.7 e 1.8 il veicolo avrà quindi una maggiore accelerazione quando è innestata la frizione.

$$J_{eq,gear1} = (J_{diff} + 0.5J_{LHS} + 0.5J_{RHS}) + (J_m + J_1) i_{drop}^2 i_1^2 i_{diff}^2 + J_2 i_{diff}^2 \quad (1.9)$$

$$J_{eq,gear2} = (J_{diff} + 0.5J_{LHS} + 0.5J_{RHS}) + (J_m + J_1) i_{drop}^2 i_2^2 i_{diff}^2 + J_2 i_{diff}^2 \quad (1.10)$$

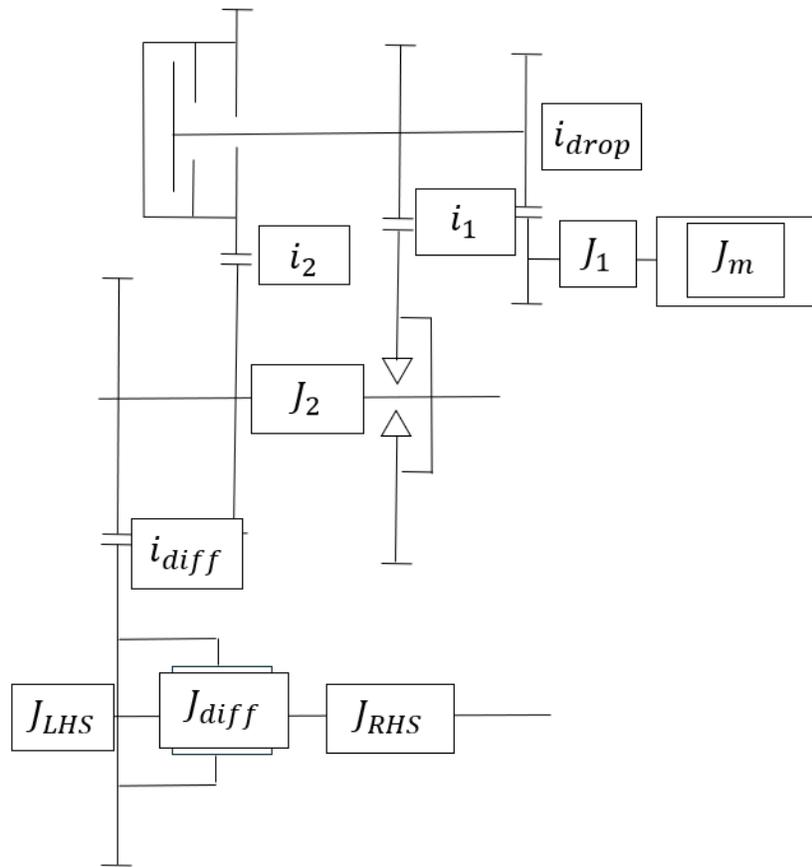


Figura 1.6: Layout a parametri concentrati

Parametro	Valore	Descrizione
$J_{eq,gear1}$		Inerzia equivalente in prima riportata al differenziale
$J_{eq,gear2}$		Inerzia equivalente in seconda riportata al differenziale
$\ddot{\theta}_{diff}$		Accelerazione angolare all'uscita
T_m		Coppia erogata dal motore
T_h		Coppia resistente all'uscita
i_1		Rapporto di trasmissione prima
i_2		Rapporto di trasmissione seconda
i_{drop}		Rapporto di trasmissione drop
i_{diff}		Rapporto di trasmissione differenziale
J_m	$0.01 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$	Inerzia del motore
J_1	$0.001 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$	Inerzia albero primario
J_2	$0.01 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$	Inerzia albero di uscita
J_{LHS}	$1 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$	Inerzia semiassa di sinistra
J_{RHS}	$1 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$	Inerzia semiassa di destra
J_{diff}		Inerzia del differenziale

Tabella 1.2: Parametri della trasmissione

1.3 Selectable One Way Clutch

Il giunto unidirezionale è un componente meccanico che consente la trasmissione della coppia in una sola direzione di rotazione, mentre blocca la trasmissione nella direzione opposta. Il funzionamento di una ruota libera classica è quindi analogo a quello che potrebbe avere l'ingranaggio di una bicicletta. Un organo di questo tipo non permetterebbe la rigenerazione, uno dei principali vantaggi dei veicoli elettrici. Il componente utilizzato, la Selectable One Way Clutch, differisce dal più classico organo meccanico per due caratteristiche principali:

- Selezionabilità: è possibile scegliere se far intervenire la Selectable One Way Clutch nella linea di trasmissione della potenza o meno.
- Bidirezionalità: è possibile far sì che la trasmissione della coppia avvenga in entrambe le direzioni.

Unendo queste due caratteristiche uniche sono possibili diverse modalità di funzionamento, di cui solo le prime due sono disponibili sulla Selectable One Way Clutch utilizzata nella trasmissione di cui viene fatto il modello:

- 1/1 o ON: la SOWC trasmette la coppia in entrambe le direzioni;
- 1/0 o OFF: la SOWC trasmette la coppia solo in trazione mentre non è permessa la rigenerazione;
- 0/1: è permessa solo la rigenerazione ma non la trazione del veicolo;
- 0/0: in questo caso l'organo non trasmette coppia in nessuna direzione, il componente risulterebbe superfluo ai fini della trasmissione di potenza.

Per illustrare il funzionamento del componente ci si avvale delle immagini prese dal brevetto di [Shioiri et al.] relativo alla Selectable One Way Clutch come quella in Figura 1.7. Viene dapprima illustrata la sua peculiarità di "Selectable" per poi passare alla bidirezionalità del componente.

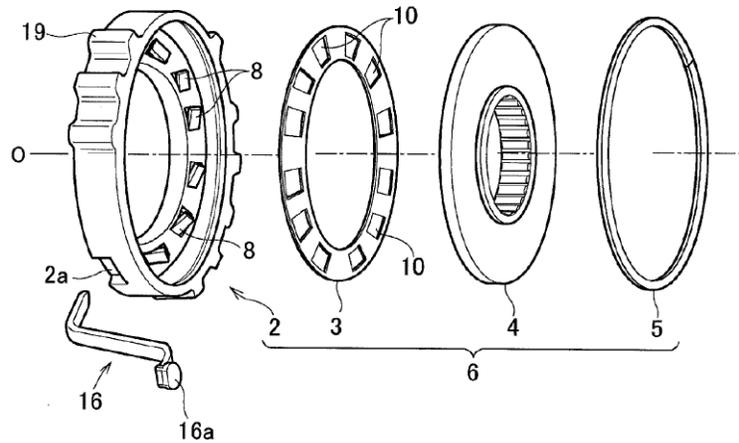


Figura 1.7: Esploso della Selectable One Way Clutch

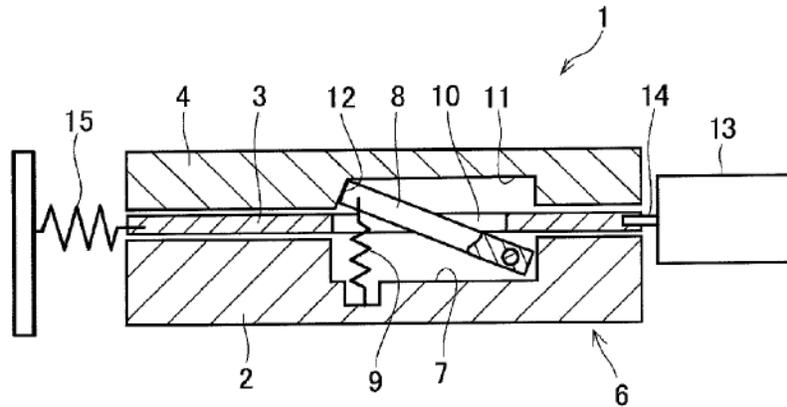


Figura 1.8: Selectable One Way Clutch ingaggiata

In Figura 1.8 è mostrato come la molla 9 insiste sulla sprag 8, vincolata con un perno da un lato, per creare un punto di contatto tra questa e la parete 12. Se la rotazione relativa tra 2 e 4 della Selectable One Way Clutch è antioraria allora viene trasmessa coppia, mentre se è oraria la parete 11 abbassa nuovamente la molla.

La Figura 1.9 mostra invece la SOWC quando è disinnestata. In questo caso non può essere trasmessa coppia attraverso l'organo e si ha una rotazione relativa tra 2 e 4.

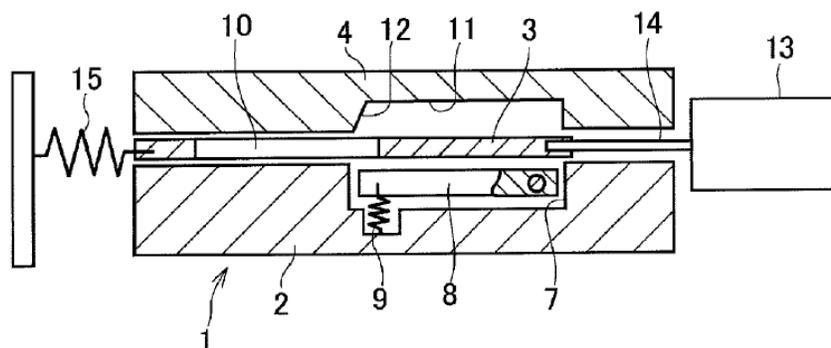


Figura 1.9: Selectable One Way Clutch disinnestata

La bidirezionalità del componente è garantita sfruttando un'architettura speculare come quella utilizzata in Figura 1.10. Nel caso in esame la trasmissibilità della coppia in entrambe le direzioni, consentendo quindi di effettuare la frenata rigenerativa, è possibile.

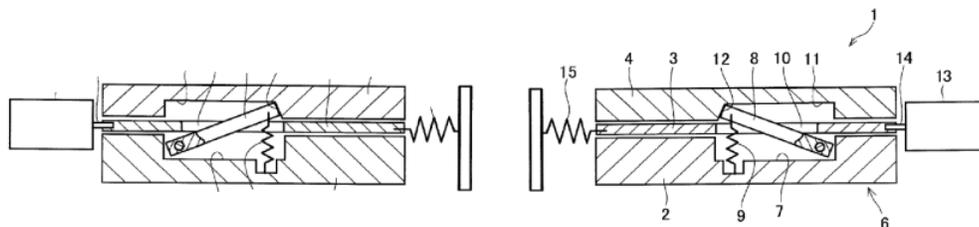


Figura 1.10: Selectable One Way Clutch, drive-regen ON

In Figura 1.11 è invece mostrata la modalità di funzionamento OFF, attiva durante la seconda marcia e che permette la trasmissione di coppia in trazione. Nonostante la potenza transiti per la frizione in seconda, durante il downshift (cambio marcia da seconda a prima) mantenere una direzione

attiva risulta utile per evitare che ci siano buchi di coppia significativi alle ruote.

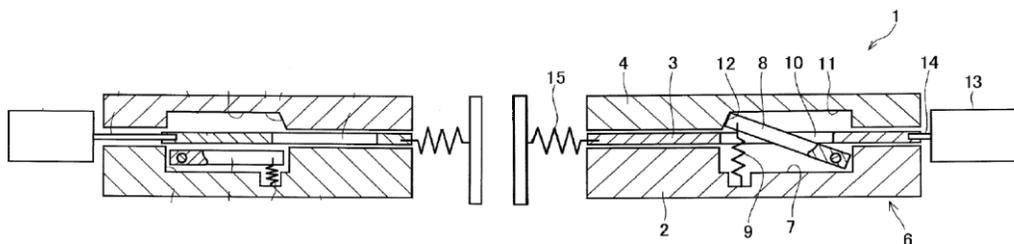


Figura 1.11: Selectable One Way Clutch, drive-regen OFF

Capitolo 2

Il modello Simulink

La descrizione fatta nel capitolo precedente ha consentito di definire le peculiarità del sistema in esame. Il modello Simulink deve cercare di rappresentare al meglio le unicità della trasmissione conferite dall'adozione della Selectable One Way Clutch. Similmente all'approccio utilizzato per spiegare il funzionamento del sistema reale per costruire un modello affidabile è necessario approfondire, con più o meno grado di dettaglio, il funzionamento di tutti i componenti presenti nella driveline.

Ricordando che il focus dell'elaborato è la modellazione della trasmissione, spesso ci si può accontentare di un approccio semplificato seppur fisico. Il cambio richiederà un ulteriore approfondimento per permettere di fare delle considerazioni, aumentando il livello di dettaglio.

Sono possibili diverse opzioni per verificare che il modello funzioni correttamente. Tra le più semplici il modello può essere verificato in condizioni di coppia costante, oppure profili di velocità di tipo 0-100 km/h e così via. Siccome lo scopo ultimo dell'elaborato è far sì di poter generare delle storie temporali adatte per il dimensionamento di massima dei componenti il testing deve essere fatto su un profilo che possa coprire un ampio range di condizioni di funzionamento. Per questo i più classici cicli guida come NEDC, WLTP e FTP75 si prestano molto bene per questo tipo di applicazione. Far seguire all'applicativo questo tipo di profili significa implementare al suo interno anche un controllo che ricalchi le logiche di guida di un driver, ma la parte di logica di controllo del modello verrà illustrata a valle della descrizione del modello stesso.

2.1 Batteria

Si considera un modello statico di batteria con generatore di tensione costante e resistenza interna. Essa è vista come un contenitore di energia da cui il motore attinge per movimentare il veicolo. Il modello è formato da una sorgente ideale di tensione "DC Voltage" e da una resistenza "Resistor", come si può vedere in Figura 2.1.

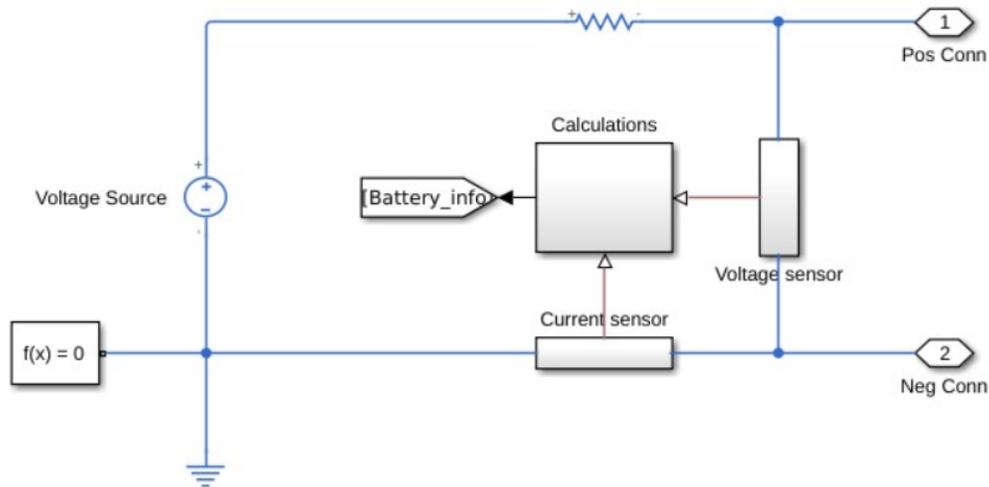


Figura 2.1: Modello di batteria in Simulink

Oltre ai blocchi citati sono presenti dei sensori di corrente e di tensione, che verranno ripresi in seguito per definire le equazioni relative alle "Battery info" in Figura 2.1. Le connessioni andranno ad alimentare direttamente il motore che verrà illustrato nella prossima sezione. Sono presenti:

- Sorgente di tensione DC (corrente continua): rappresenta una sorgente di tensione ideale abbastanza potente da mantenere la tensione ai suoi capi costante indipendentemente dalla corrente che fluisce attraverso.
- Resistenza: rappresenta una resistenza lineare in grado di modellare diversi aspetti del componente, come quello termico, le failure mode e via dicendo. Ricordando l'approccio adottato questo componente viene utilizzato per modellare le perdite di potenza nella batteria. L'equazione costitutiva della resistenza viene riportata in Equazione 2.1

In Tabella 2.1 vengono riportati i parametri caratterizzanti la batteria.

Parametro	Valore	Descrizione
i		Corrente misurata
V	600 V	Tensione ai capi della batteria
R	0.3 Ohm	Resistenza interna alla batteria
P_e		Potenza erogata dalla batteria
P_{loss}		Potenza persa attraverso la resistenza
C_{to}	100 kWh	Capacità batteria a 100% SoC

Tabella 2.1: Parametri della batteria

Dal modello è possibile estrapolare i valori di tensione e corrente utili per la definizione di diversi parametri riportati nelle Equazioni 2.2, 2.3 e 2.4.

$$i = \frac{V}{R} \quad (2.1)$$

$$P_e = Vi \quad (2.2)$$

$$P_{loss} = Ri^2 \quad (2.3)$$

$$SoC = \frac{C_{to} - \int_0^t i dt}{C_{to}} \quad (2.4)$$

Le equazioni 2.2 e 2.3 risultano essere equazioni già note riguardanti la potenza (erogata,persa). L'equazione 2.4 mostra invece l'andamento dello stato di carica della batteria (State of Charge) con la capacità al tempo zero in Ahr, operazione resa possibile grazie alla conversione in Equazione 2.5, essendo nota la tensione ai capi della batteria.

$$Ahr = \frac{Wh}{V} \quad (2.5)$$

2.2 Motore elettrico

Il motore è un motore sincrono a magneti permanenti (PMSM), largamente utilizzato in ambito automotive, può essere modellato attraverso diversi blocchi disponibili nella libreria Simscape. Il blocco di cui ci si è serviti è il "Motor and Drive (System Level)" riportato in Figura 2.2.

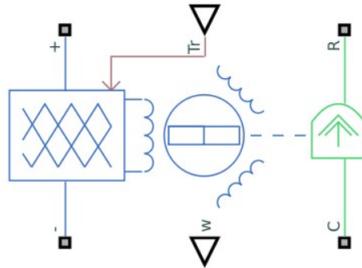


Figura 2.2: Modello di motore in Simulink

Motor and Drive deve essere opportunamente collegato alla batteria, da cui attinge energia elettrica che converte in energia meccanica attraverso un'efficienza tabellata funzione di coppia e velocità motore come riportato in Figura 2.3.

É possibile all'interno del blocco permettere un surplus di coppia intermittente per pochi secondi rispetto alla curva motore, ma questa possibilità non viene concessa all'interno del modello. Il motore potrà quindi muoversi all'interno del range operativo che verrà definito in Figura 2.5.

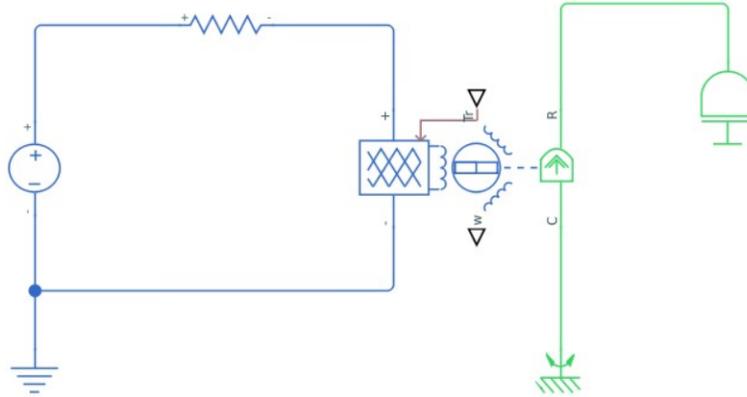


Figura 2.3: Modello di motore e batteria in Simulink

Le connessioni nel dominio elettrico provengono dalla batteria mentre nel dominio meccanico sono presenti le inerzie riportate a monte della trasmissione di organi quali gli alberi, la Selectable One Way Clutch e gli ingranaggi. Il sensore di coppia non viene utilizzato per i controlli siccome nel veicolo reale un sensore di questo tipo non sarebbe presente, ma nella simulazione è possibile monitorare il valore di coppia a piacimento. Sono presenti:

- Il blocco motore: questo blocco viene utilizzato per modellare un motore brushless (come un PMSM) e un azionamento o, più in generale, sistemi di trazione e attuazione implementati utilizzando un'ampia gamma di tipi di motore. Il blocco astrae il motore, l'elettronica di comando e il controllo. Il blocco consente solo la gamma di coppie e velocità definite dall'involuppo coppia-velocità, non permettendo un surplus di coppia. Nella configurazione predefinita, questi dati vengono specificati nella finestra di dialogo come un insieme di punti dati di velocità e valori di coppia massima corrispondenti. Sarebbe possibile inoltre introdurre la variabile tensione come variabile indipendente da cui estrapolare i valori di coppia corrispondenti ma fare ciò corrisponderebbe a un livello di dettaglio non richiesto per una modellazione efficace conformemente ai target imposti. In Figura 2.4 viene mostrata la finestra di dialogo di Simscape con i parametri impostati. Prende come input una richiesta di coppia e restituisce come output la velocità motore.

- L'inerzia: rappresenta una serie di inerzie riportate all'albero primario come quella della Selectable One Way Clutch e degli ingranaggi. Riportare le inerzie significa utilizzare l'equazione generale in Equazione 2.6 per una generica inerzia i-esima divisa per il suo rapporto di trasmissione corrispondente.

$$J_{i,in} = \frac{J_i}{i_i^2} \quad (2.6)$$

Motor & Drive (System Level) ✓ Auto Apply ⓘ	
Settings	Description
NAME	VALUE
Modeling option	No thermal port
Electrical Torque	
Parameterize by	Tabulate torque envelope with speed
Allow intermittent over-torque	No
Continuous operation maxim...	torque_vec <1x22 dou... N*m
Corresponding rotational spe...	w_vec <1x22 double> rpm
▶ Torque control time constant...	tau 1 ms
<input type="checkbox"/> Enable supply switch	
Electrical Losses	
Parameterize losses by	Tabulated efficiency data as a function of s _l
▶ Vector of speeds (w) for tabu...	motor_eff_data.rpm_v... rpm
▶ Vector of torques (T) for tabu...	motor_eff_data.trq_vec N*m
▶ Corresponding efficiency (pe...	motor_eff_data.map'+0.1 <45x66 double>
▶ External supply series resist...	0 Ohm
Mechanical	
Rotor inertia	0.01 kg*m^2
▶ Rotor damping	0 N*m*s/rad
▶ Initial rotor speed	0 rpm
Faults	

Figura 2.4: Finestra di dialogo Simscape, Motor and Drive

Viene mostrata in Figura 2.5 la mappa di efficienza utilizzata per il modello del motore, funzione di coppia e velocità. Come si può vedere le zone a basse efficienze sono in corrispondenza di una bassissima coppia o velocità.

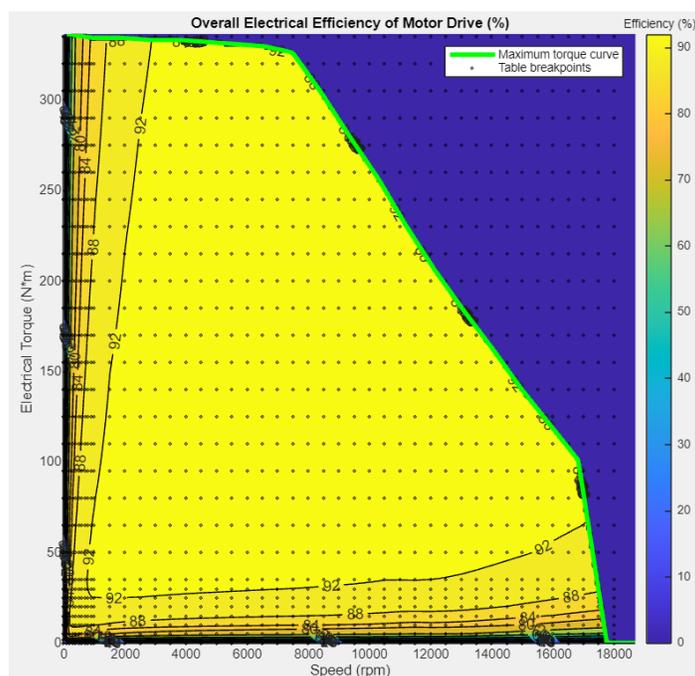


Figura 2.5: Mappa di efficienza

L'involuppo della curva motore è dato dai valori di coppia-velocità inseriti all'interno del modello sotto forma di vettori. Non avendo per ragioni pratiche lo spazio per riportare i vettori utilizzati vengono mostrati in Tabella 2.2 i valori massimi di coppia e di velocità.

Parametro	Valore	Descrizione
J_{rotor}	$0.01 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$	Inerzia del rotore
$Speed_{max}$	18000 rpm	Velocità massima motore
T_{max}	290 Nm	Coppia massima motore

Tabella 2.2: Parametri del motore

2.3 Trasmissione

Essendo la trasmissione il focus principale di questo elaborato per modellare adeguatamente quest'organo meccanico è volutamente incrementato il livello di dettaglio. Sarebbe infatti possibile modellare la trasmissione tramite un unico rapporto che cambia di valore in base alla marcia inserita, perdendo tuttavia una mole di informazioni tutt'altro che trascurabile. Da quello che si può evincere nel capitolo precedente dell'elaborato la Selectable One Way Clutch e le peculiarità che presenta sono ciò che caratterizza la trasmissione nel suo complesso, necessitando quest'ultima di logiche di controllo sviluppate ad hoc.

Per modellare la SOWC vengono riprese le sue caratteristiche principali di:

- Selezionabilità: il passaggio di coppia attraverso la SOWC può essere controllato a monte attraverso delle opportune logiche di controllo;
- Bidirezionalità: il flusso di potenza può essere sia dal motore alle ruote che viceversa se il veicolo sta frenando.

Le caratteristiche del componente portano il modello a essere sviluppato per rappresentare le due modalità di funzionamento della frizione. Queste modalità sono:

- 1/1: la SOWC trasmette la coppia in entrambe le direzioni;
- 1/0: la SOWC trasmette la coppia solo in trazione mentre non è permessa la rigenerazione;

La parte Selectable è quindi una proprietà esercitata quando il motore è in fase di rigenerazione, mentre in trazione l'organo si comporta come una classica One Way Clutch. Essendo la frizione unidirezionale un componente più tradizionale in ambito meccanico essa è già presente nelle librerie Simulink con il nome "Unidirectional Clutch", blocco mostrato in Figura 2.6.



Figura 2.6: Blocco "Unidirectional Clutch" di Simulink

Il blocco in Figura 2.6 è quindi la base di partenza per poter modellare adeguatamente la SOWC presente realmente nella trasmissione. Realizzare un collegamento che sia logicamente equivalente al comportamento della SOWC significa dunque caratterizzare il passaggio di potenza dalle ruote al motore attraverso una logica di tipo on-off. Per farlo componenti come le frizioni sembrerebbero ideali, siccome se non ingaggiate impediscono il passaggio di coppia tra ingresso e uscita. Il blocco frizione utilizzato nello specifico non è importante, per cui in Figura 2.7 vengono riportati diversi blocchi che possono essere adoperati, anche se il controllo deve essere adattato.

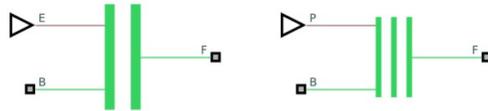


Figura 2.7: Logic-controlled Clutch(sinistra) e Disc Friction Clutch(destra)

È stato quindi detto di come il blocco "Unidirectional Clutch" possa rappresentare in maniera convincente tutta la parte in drive del modello quando è inserita la prima marcia. La frizione, qualunque sia il blocco, ha invece il compito di conferire la caratteristica Selectable al sistema quando si è in fase di frenata rigenerativa. Unire i concetti esposti significa rappresentare la SOWC attraverso uno schema come quello di Figura 2.8, che risulterà la versione definitiva del componente.

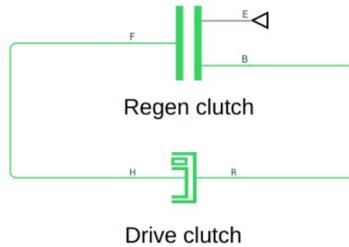


Figura 2.8: Modello SOWC semi-definitivo

Una volta definito il modello della Selectable One Way Clutch il modello ricalca il layout illustrato in Figura 1.3. Il passaggio di potenza attraverso la driveline avviene secondo i powerflow mostrati in Figura 1.4 e 1.5. In Figura 2.9 viene quindi riportato l'applicativo, al netto dei sensori utilizzati, per permettere una maggiore comprensibilità al lettore.

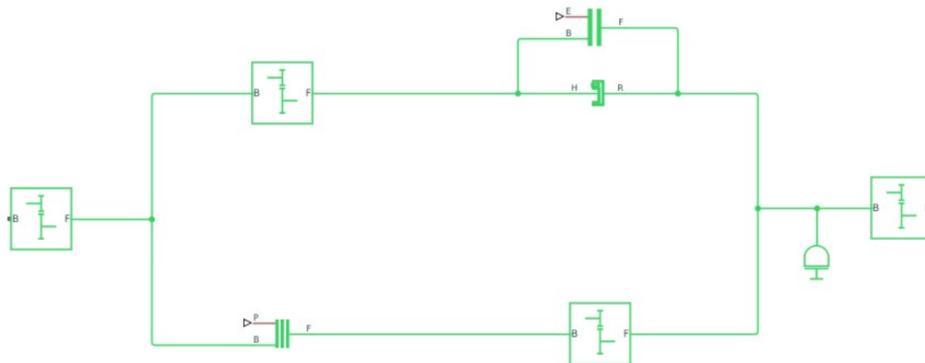


Figura 2.9: Modello trasmissione

Sono quindi possibili due diverse linee di potenza transitante per il ramo superiore o inferiore della trasmissione riportata in Figura 2.9. Qualora il sistema fosse in prima marcia ci sarebbero due ulteriori rami di direzione del flusso indicativi della modalità attiva 1/1 o 1/0.

In seconda marcia invece la frizione è ingaggiata ed, essendo la frizione un componente bidirezionale, la potenza può transitare in entrambe le direzioni

indifferentemente rendendo consistente il modello anche senza l'ausilio di ulteriori blocchi.

Per chiarire quale sia il flusso di potenza in prima marcia a seconda della modalità inserita ON o OFF 2.10 viene riportato il flusso di potenza in entrambe le condizioni, con una "X" contrassegnata sul ramo che non partecipa nella trasmissione di potenza sulla driveline.

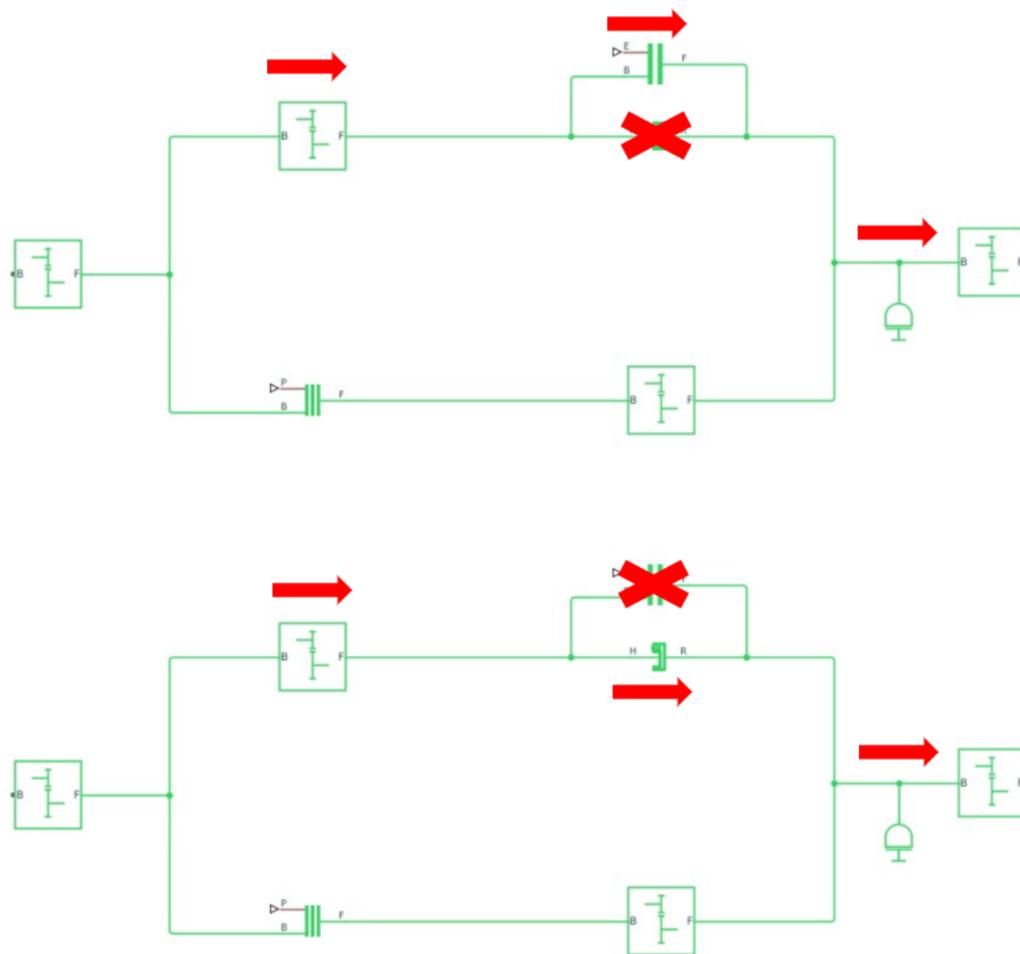


Figura 2.10: Modalità ON e OFF in prima marcia

Finora è stata data importanza alla Selectable One Way Clutch come componente caratterizzante la trasmissione. La seconda marcia utilizza invece una frizione con delle proprie equazioni costitutive che ne caratterizzano il funzionamento.

L'equazioni implementate all'interno del blocco frizione differiscono in base al fatto che quest'ultima sia in condizioni di slittamento o di aderenza. Per le condizioni di slip le equazioni sono le seguenti:

$$\tau_k = \mu\omega + \tau_{contact} \quad (2.7)$$

$$\tau_{contact} = k_k \cdot D \cdot N \cdot r_{eff} \cdot P_{fric} \cdot A \quad (2.8)$$

Dove:

- μ è il coefficiente di resistenza viscosa;
- ω è la velocità di slittamento relativa tra ingresso e uscita frizione;
- $\tau_{contact}$ è la coppia di contatto, definita dall'equazione 2.8

Per quanto riguarda i parametri della coppia di contatto:

- k_k coefficiente di attrito dinamico;
- D è il fattore di de-rating;
- N è il numero di superfici di contatto;
- r_{eff} è il raggio effettivo, il braccio della coppia trasmessa;
- P_{fric} è la pressione agente sui dischi della frizione;
- A è la superficie di contatto;

La coppia trasmessa in condizioni di aderenza della frizione è la coppia motore moltiplicata per i vari rapporti di trasmissione, mentre quella trasmissibile ha una formulazione simile a quella già vista per la coppia di contatto in slittamento.

$$\tau_s = k_s \cdot D \cdot N \cdot r_{eff} \cdot P_{fric} \cdot A \quad (2.9)$$

Dove:

- k_s è il coefficiente di attrito statico.

In Tabella 2.3 sono riportati i valori dei parametri utilizzati nel blocco frizione. In Tabella 2.4 sono invece riportati i valori dei rapporti di trasmissione totali per prima e seconda.

Parametro	Valore	Descrizione
r_{eff}	0.1 m	Raggio effettivo
$n_{surfaces}$	10	Numero di superfici di contatto
A	0.001 m ²	Area di contatto
k_s	0.1	Coefficiente attrito statico
k_k	<i>Variabile</i>	Coefficiente attrito dinamico
p_{eng}	1 bar	Pressione minima da esercitare per trasmettere coppia

Tabella 2.3: Parametri della frizione

Parametro	Valore	Descrizione
i_I	15	Rapporto di trasmissione prima marcia
i_{II}	7	Rapporto di trasmissione seconda marcia

Tabella 2.4: Rapporti di trasmissione

2.4 Veicolo

La modellazione del veicolo deve tener conto dei principali parametri che influenzano la dinamica longitudinale del suddetto. Il motore eroga potenza per movimentare una massa che avrà una determinata struttura (baricentro, altezza da terra) e una sua aerodinamica. Il blocco utilizzato per questa operazione è il blocco "Vehicle body" presente nelle librerie Simscape alla quale dovranno essere aggiunte le ruote.

Il blocco Vehicle Body rappresenta un veicolo a due assi con movimento longitudinale. Il veicolo può avere lo stesso o un numero diverso di ruote su ciascun asse, ad esempio due ruote anteriori e una ruota posteriore. Si presume che le ruote del veicolo siano tutte uguali. Il centro di gravità (CG) del veicolo può trovarsi sul piano di movimento o al di sotto di esso.

Il blocco tiene conto di:

- Massa del veicolo;
- Resistenza aerodinamica (attrito dell'aria);
- Pendenza della strada;
- Distribuzione del peso tra gli assi dovuta all'accelerazione e al profilo stradale.

Opzionalmente, è possibile includere la dinamica del beccheggio (movimento su e giù del veicolo) e delle sospensioni. Tuttavia, il movimento verticale del veicolo rispetto al terreno non è considerato. Il blocco offre la possibilità di definire massa e inerzia in modo esterno. Massa, inerzia e centro di gravità del veicolo possono variare durante la simulazione in risposta ai cambiamenti del sistema.

Il blocco, riportato in Figura 2.11, ha come output la velocità veicolo, dalla quale viene derivata l'accelerazione, mentre ha diversi input possibili come la velocità del vento o la pendenza del tracciato.

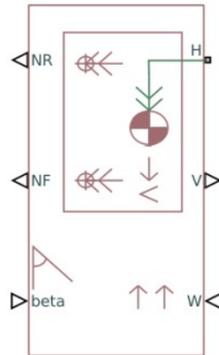


Figura 2.11: Blocco Vehicle Body di Simscape

Il body deve essere collegato alle ruote, modellate tramite il blocco "Tire", che ricevono coppia dai semiassi. Tenendo conto di ciò che è stato fatto in precedenza è necessario inserire un differenziale che ripartisca la coppia alle ruote come mostrato in Figura 2.12.

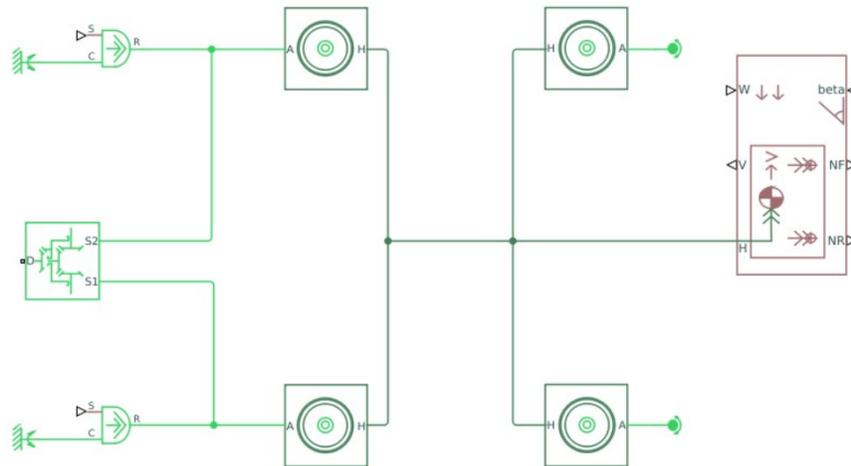


Figura 2.12: Dall'albero di uscita alle ruote

Particolarmente importante è l'output del blocco "Vehicle body" in Figura 2.11, ovvero la velocità del veicolo. Tra i risultati della simulazione saranno infatti la velocità e le sue grandezze derivate come per esempio l'accelerazione a mostrare la bontà del modello. L'accelerazione è infatti "parente

stretto” della coppia alle ruote e sarà un’importante indicatore sulle scelte fatte in merito alla logica di cambiata che, come accennato in precedenza nell’elaborato, dovrà essere strutturata in modo da non avere eccessivi ”buchi” e risultare quindi confertevole nonché altamente efficiente.

Ulteriore approfondimento di questa sezione riguarda l’impianto frenante e le considerazioni riguardo a quest’ultimo in relazione ai risultati ottenuti a seguito delle varie simulazioni.

L’implementazione dell’impianto frenante viene riportata in Figura 2.13, con la modellazione dei freni come ”Ideal torque source” collegati direttamente sui semiassi.

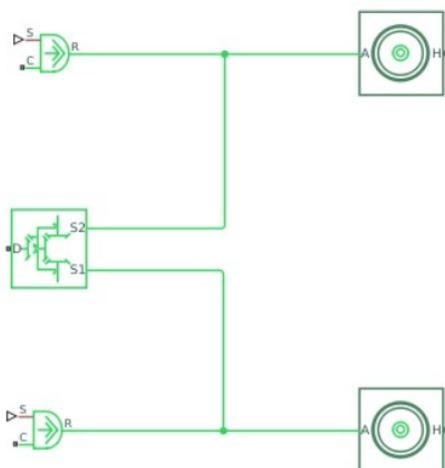


Figura 2.13: Freni ai semiassi

I veicoli elettrici hanno infatti il grande vantaggio di poter effettuare una frenata rigenerativa per ricaricare la batteria ed è generalmente preferibile utilizzare questo tipo di frenata. L’ausilio dell’impianto frenante viene relegato a seconda che venga utilizzata una logica di attivazione:

- In serie: l’impianto frenante viene attivato solo quando c’è una richiesta da parte del guidatore che il solo motore non sarebbe in grado di soddisfare. Freni e motore lavorano quindi in sinergia ma solo nel momento in cui il motore in solitaria non è sufficiente;

- In parallelo: qualora ci sia un richiesta di frenata da parte del guidatore l'impianto frenante entrerà sempre in funzione e il suo contributo sarà proporzionale alla pressione sul pedale del freno.

Illustrato ciò, un ulteriore limite deve essere preso in considerazione ed è legato alla batteria. Qualora ci sia rigenerazione il flusso di potenza andrebbe dalle ruote al motore che, funzionando come generatore, ricaricherebbe la batteria. La batteria può essere quindi ricaricata a patto che lo stato di carica non sia "full" ovvero che non si parta col 100% di carica o in prossimità. In questo caso il flusso di potenza non potrebbe essere utilizzato come ricarica ma surriscalderebbe il sistema che, vista la grande quantità di energia stoccata al suo interno, risulterebbe pericoloso.

SoC permettendo quindi la logica più conveniente sarebbe quella in serie dove viene sfruttato in modo continuativo uno dei grandi vantaggi dei veicoli elettrici, in cui i freni intervengono solo in caso di necessità. Se il motore fosse però in grado di sopperire alla richiesta del guidatore nella stragrande maggioranza dei casi allora l'impianto frenante non entrerebbe mai in funzione. Per veicoli a prestazioni medio-basse non si rientrerà quasi mai in questa casistica mentre l'inverso si potrebbe dire per i motori di fascia alta.

A valle di una serie di prove fatte nell'ambiente di simulazione si è potuto constatare che con le caratteristiche del motore preso in esame l'implementazione di un impianto frenante ad hoc sarebbe stata quasi superflua a fronte dei risultati ottenuti sui vari cicli guida testati. È infatti possibile per il motore far fronte interamente alla richiesta del guidatore senza dover far intervenire impianti ausiliari, a meno di far intervenire appositamente l'apparato per verificarne il funzionamento. In Figura 2.14 sono mostrati due blocchi, uno utilizzato all'interno del modello e un altro che rappresenta l'alternativa più corretta per caratterizzare al meglio il sistema.

Come detto sopra, il blocco "Ideal Torque Source" è il blocco implementato all'interno del sistema e rappresenta una sorgente ideale di coppia, per cui più che il componente fisico modella il comportamento funzionale del componente stesso. Il secondo blocco rappresenta invece un freno a disco, un organo ben noto in campo automobilistico utilizzato grazie alle loro proprietà di dissipazione del calore. La differenza principale tra questi due blocchi risiede nella maneggevolezza del primo rispetto al secondo. Per il primo, dato il controllo illustrato, l'input risulta essere difatti un valore puro di coppia



Figura 2.14: Torque source più Disc brake

senza ulteriori accorgimenti da dover fare in fase preliminare. Il segnale richiesto dal secondo blocco è invece un segnale di pressione per cui la coppia frenante richiesta dall'utilizzatore deve essere opportunamente convertita in un segnale di pressione tale da restituire il valore desiderato concordemente con i parametri costruttivi e le equazioni costitutive del freno. L'equazione descrittiva del comportamento del blocco è quindi riportata in Equazione 2.10 e in Equazione 2.11 è riportato il significato del parametro "raggio medio".

$$T = \frac{\mu_k P \pi D_b^2 R_m N}{4} \quad (2.10)$$

$$R_m = \frac{R_o + R_i}{2} \quad (2.11)$$

Dati i risultati ottenuti in sede di simulazione con un approccio a ritroso definire l'impianto frenante attraverso il blocco "Ideal Torque Source" risulta quindi essere un'approssimazione accettabile, ricordando inoltre che se il focus dell'elaborato fosse caratterizzare al meglio l'impianto frenante sarebbe necessario definire anche il circuito di attuazione del freno a disco.

In Tabella 2.5 sono riportati i parametri utilizzati per modellare il blocco "Vehicle Body" e il blocco "Tire".

Parametro	Valore
m	2500 <i>kg</i>
ρ	1.2 $\frac{kg}{m^3}$
S	2 m^2
C_x	0.3
J_{tire}	1 <i>kg</i> · m^2
r_{tire}	0.3 <i>m</i>

Tabella 2.5: Parametri del veicolo e della ruota

2.5 Logica di controllo

La logica di controllo del modello è necessaria per permettere di poter operare in un vasto range operativo. L'obiettivo è quello di far seguire al veicolo determinati profili di velocità come i cicli guida (NEDC, WLTP, FTP75) e per farlo risulta necessario un controllo che si traduca in una richiesta di coppia, input del blocco motore, al motore. Un controllore di tipo PID risulta ideale per un'operazione di questo tipo misurando l'errore tra il profilo di velocità desiderato (cicli guida) e l'attuale velocità veicolo del modello.

2.5.1 Reference

Il sottosistema Reference in Figura 2.15 fornisce all'intero sistema il riferimento che è necessario seguire, la missione su cui si vuole testare il veicolo. La missione varia in base alla scelta dell'utente stesso con tempistiche che vanno dai pochi secondi fino a un tempo praticamente infinito e può essere complicata a piacere. All'interno di questo elaborato verranno analizzati i risultati del modello sia per cicli più semplici che duty cycle più complessi, come per esempio i cicli NEDC, WLTP e FTP75. Questi cicli avranno una durata di qualche decina di minuti e una distanza percorsa dal veicolo nel-

l'ordine della ventina di chilometri. Il blocco Simulink contiene comunque una grande varietà di Drive Cycle da cui poter attingere e testare il modello.

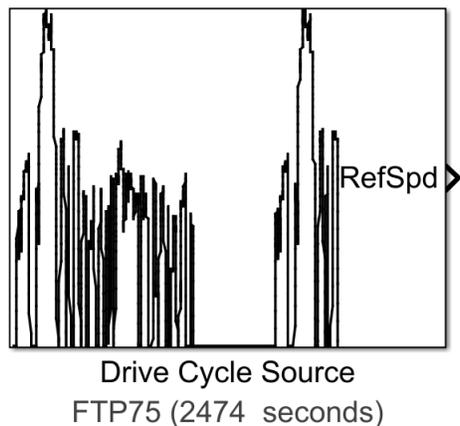


Figura 2.15: Drive Cycle Source

Il blocco “Drive Cycle Source” già presente all’interno della libreria sarà la fonte da cui poter fare un’analisi critica dei risultati ottenuti e al suo interno è possibile selezionare una vasta gamma di missioni su cui testare il veicolo. Come detto precedentemente i cicli presi in considerazione sono NEDC, WLTP e FTP75 di cui quest’ultimo viene riportato in Figura 2.16.

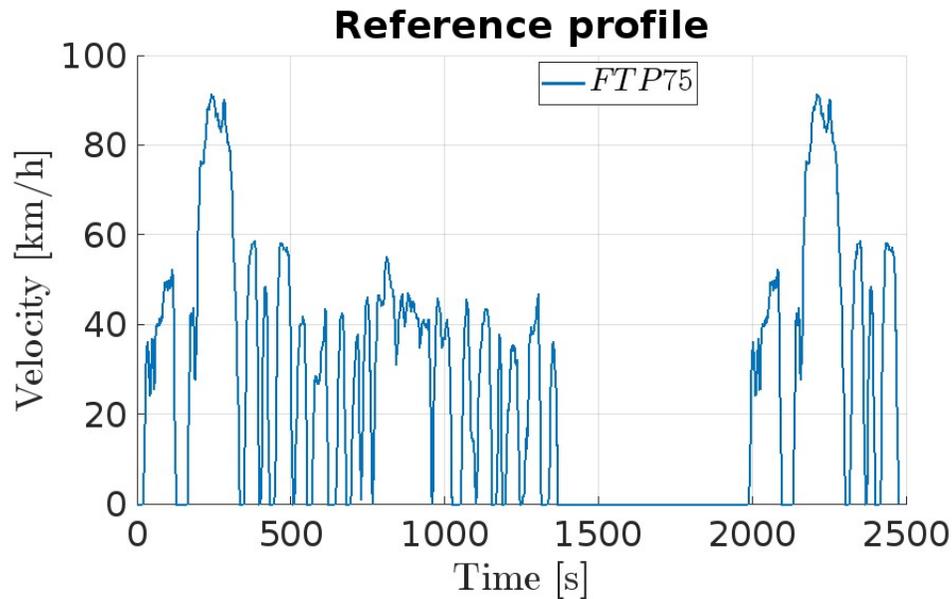


Figura 2.16: FTP75

Scopo del blocco analizzato successivamente a questo sarà quello di inseguire il più possibile il riferimento in Figura 2.16, lasciando un certo margine di errore per simulare il più fedelmente possibile il comportamento di un guidatore reale che cercasse di seguire l'esempio di profilo. Altri parametri come per esempio l'accelerazione o il jerk non vengono presi in considerazione come riferimento, anche se una similarità con il comportamento del modello sarà una conseguenza di una buona taratura del controllore.

L'utilizzo di questo blocco permette di testare il modello e il suo funzionamento per diversi livelli di DTD e velocità motore ma prima di questo come riferimento sono stati utilizzati profili di velocità ad accelerazione costante, c'è quindi stata una progressione nella complessità considerata per arrivare ai risultati ottenuti.

2.5.2 Driver

Il driver è la parte del modello che ha come obiettivo quello di fare una richiesta di coppia al motore. Richiesta che è funzione della differenza tra la velocità del veicolo durante la missione, come per esempio quella in Figura

2.16 e la velocità del veicolo simulata dal modello. Un problema di questo tipo può essere agilmente risolto da un controllore PID, che prende come input proprio lo scarto tra le velocità.

Il PID è un algoritmo di controllo basato sull'errore dato dalla differenza di una grandezza di riferimento e di una misurata. Si presta quindi molto bene a un problema come quello illustrato in cui si vuole seguire un tracciato di riferimento. L'idea sarebbe quindi quella di utilizzare l'errore sulle velocità per fare una richiesta di coppia al motore; tuttavia, la suddetta deve essere tarata in base alla marcia inserita. L'output del PID viene quindi diviso per il rapporto di trasmissione totale per le rispettive marce, diventando l'equivalente della coppia richiesta alle ruote per poter seguire il profilo di riferimento. L'utilizzo di un PID "manuale" come in Figura 2.17 anziché dei blocchetti preconfezionati di Simulink come "Longitudinal Driver" viene reso necessario dal setting utilizzato nella simulazione. Per diverse ragioni la simulazione verrà fatta nel discreto anziché nel continuo, per simulare il più fedelmente possibile il comportamento di un veicolo reale e del lavoro svolto dalla centralina.

L'intervallo di campionamento viene settato ad 1ms ma potrebbe essere modificato in base alle esigenze della centralina, tuttavia a quel punto potrebbe essere necessario modificare leggermente la logica di cambio marcia piuttosto che i coefficienti del PID stesso, trascorrendo più tempo tra un campionamento e l'altro.

La taratura del PID può essere un'operazione laboriosa, il cui obiettivo deve essere quello di seguire più fedelmente possibile il riferimento, pur rispettando la fisica del problema. A tal proposito è possibile quindi modificare tre diversi parametri, K_p , K_i e K_d . Questi parametri rappresentano i tre diversi contributi del controllo.

$$u(t) = k_p e(t) + k_i \int_0^t e(\tau) d\tau + k_d \dot{e}(t) \quad (2.12)$$

Nell'equazione 2.12 viene mostrato come viene calcolato l'output del controllore in funzione dell'errore tramite l'utilizzo di un termine proporzionale, uno integrativo e uno derivativo rispetto all'errore stesso. Se il contributo dato dal termine proporzionale rende il sistema più reattivo, ma può portare ad instabilità, il termine integrale potrebbe essere definito la "memoria" del PID e il vantaggio principale di tale termine è quello di poter annullare l'errore a

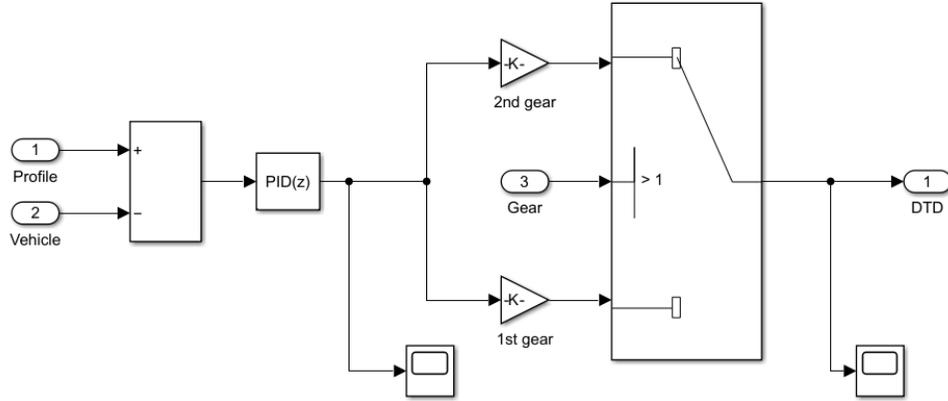


Figura 2.17: Controllore PID implementato

regime del sistema. Nella maggior parte dei casi il contributo dato dal termine derivativo risulta invece marginale, ma dovrebbe essere il termine che guarda al "futuro" del controllore ovvero quello che anticipa le variazioni del profilo.

Detto ciò, sono diversi i metodi utilizzabili per tarare il PID, come quello di Ziegler-Nichols che fornisce una tabella (vedi Tabella 2.6), per il calcolo dei vari coefficienti.

	K_p	K_i	K_d
P	$0.5 K_u$		
PI	$0.45 K_u$	$0.54 K_u/T_u$	
PID	$0.6 K_u$	$1.2 K_u/T_u$	$0.075 K_u T_u$

Tabella 2.6: Ziegler Nichols

Ritornando a ciò che è stato detto all'inizio della pagina corrente, la taratura del PID deve essere fatta nel rispetto della fisica del problema. Dopo varie prove di tipo "try and error" e utilizzando metodi come quello sopracitato si è quindi deciso di optare per un controllo puramente proporzionale, pur essendo consci che a regime l'errore non potrà mai essere nullo. Non essendo tuttavia questo un sistema lineare l'errore che si commette risulta essere

trascurabile a fronte di un ottimo comportamento nel resto del range operativo del sistema.

È giusto fare un piccolo excursus su come si potrebbe modificare l'errore relativo al variare dei parametri del controllo. Aumentare il K_p porterebbe a una riduzione dell'errore percentuale tra il modello e il voluto. Ciò corrisponderebbe a un guidatore che, dato un profilo, riuscirebbe a replicare perfettamente il comportamento richiesto. Il comportamento del modello risulterebbe quindi non realistico e porterebbe a un aumento considerevole delle accelerazioni (non per forza una cosa negativa). Un K_i non nullo permetterebbe invece di avere un errore nullo nel comportamento a regime ma porterebbe a un comportamento oscillatorio di assestamento che nelle zone a basse velocità sarebbe l'equivalente fisico di una leggera retromarcia prima del definitivo stop del veicolo. Anche questo non sarebbe un comportamento realistico del sistema dal punto di vista fisico anche se potrebbe essere un problema risolvibile raffinando la caratterizzazione dell'impianto frenante. Come detto precedentemente il coefficiente K_d , seppur tarato in maniera raffinata, potrebbe non portare a un significativo miglioramento della condotta del modello, tant'è che la maggior parte dei controlli per un sistema di questo tipo sono controlli di tipo PI. Aumentare il K_d dovrebbe comunque portare a una riduzione del comportamento oscillatorio del sistema precedentemente accennato causato dal coefficiente K_i .

In Tabella 2.7 vengono mostrati i parametri del PID.

Parametro	Valore
K_p	300
K_i	0
K_d	0

Tabella 2.7: Parametri PID

Capitolo 3

Logica di cambio marcia

La logica di cambio marcia implementata all'interno del modello ha come obiettivo quello di ritornare un buon comfort del guidatore e di evitare ingenti perdite di coppia alle ruote. Per verificare che gli obiettivi di partenza siano stati raggiunti in fase di simulazione si potrebbero utilizzare dei sensori di coppia posti in prossimità delle ruote che indichino puntualmente il valore di tale grandezza. In ottica di validazione su un veicolo reale c'è però da dire che i sensori di coppia non sono degli strumenti installati fisicamente sul veicolo. Verrà utilizzata l'accelerazione come indicatore della bontà dei risultati ottenuti siccome lungo tutto il ciclo guida coppia e accelerazione risultano essere associabili, essendo l'accelerazione semplice da calcolare come derivata prima della velocità veicolo.

Essere in prima piuttosto che in seconda marcia ha un notevole impatto sul comportamento del veicolo, siccome la marcia inserita definisce il rapporto di trasmissione con cui la coppia viene trasferita dal motore alle ruote. Rapporti di riduzione più alti implicano una moltiplicazione di coppia più elevata che si traduce, essendo coppia alle ruote e accelerazione veicolo due grandezze affiliate, in una maggiore forza di trazione e conseguentemente accelerazione a parità di coppia erogata dal motore. Per queste ragioni solitamente il rapporto di riduzione più alto viene associato a marce più basse permettendo al veicolo di superare pendenze più elevate ed essere più reattivo alle basse velocità. Rapporti di riduzione più bassi permettono invece al veicolo di raggiungere più elevate che, per applicazioni ad alte prestazioni, risulta essere un parametro decisivo. Avere possibilità di scelta e quindi diversi rapporti di trasmissione selezionabili risulta fondamentale poiché si può prescindere

dai compromessi derivanti dall'adozione di un sistema monomarcia.

In un monomarcia infatti il singolo rapporto di trasmissione deve essere adattato a tutte le condizioni di utilizzo del veicolo che spaziano dalla partenza da fermo alle alte velocità. Ciò significa non poter ottimizzare al meglio le singole istanze facenti parte della vita su strada di un'autovettura.

In un bimarcaria come quello preso in esame invece avere due rapporti di trasmissione migliora le prestazioni del veicolo a fronte di una più alta complessità costruttiva che fa da contrappasso. Per questo la scelta del sistema da adottare passa forzatamente dalle esigenze del cliente e del costruttore.

Prima di procedere con il dettaglio del modello è utile descrivere il sistema nell'istante precedente e nell'istante successivo al cambio marcia e per farlo verrà preso d'esempio un cambio che va da prima a seconda.

Il motore in prima marcia erogherà una certa coppia che si tradurrà in coppia alle ruote secondo il rapporto di trasmissione e quindi il numero di denti degli ingranaggi facenti parte della catena di potenza. Una volta effettuato il cambio marcia il rapporto di riduzione sarà cambiato e la catena cinematica che seguirà il flusso di potenza sarà quella relativa alla seconda. Per adeguarsi a questo cambiamento il motore dovrà erogare una coppia diversa a quella che stava erogando, altrimenti questo si tradurrebbe in una perdita in termini di forza di trazione alle ruote.

All'interno della trasmissione avviene lo switch della catena di potenza. In prima la coppia erogata passerà interamente attraverso la Selectable One Way Clutch mentre in seconda verrà progressivamente inserita la frizione. Questo passaggio non deve essere troppo brusco. La transizione deve essere gestita in maniera oculata, consci del fatto che il sistema passerà da uno a due gradi di libertà per poi tornare a uno. La potenza per brevi periodi di tempo potrebbe essere trasferita attraverso entrambe le catene cinematiche. La coppia alle ruote dovrebbe rimanere il più costante possibile per i motivi sopracitati come l'efficienza e il comfort del passeggero. Ciò significa che la coppia erogata dal motore moltiplicata secondo i rapporti di trasmissione deve avere un prodotto costante come mostrato nell'Equazione 3.1.

$$T_{wheel} = T_{m,1} \cdot \tau_1 = T_{m,2} \cdot \tau_2 \quad (3.1)$$

3.1 Target

Gli obiettivi posti sono quindi:

- La coppia motore deve variare concordemente al cambio marcia che si sta effettuando. Considerando per esempio un cambio da prima a seconda la coppia motore deve aumentare a causa del repentino switch di catena cinematica.
- La potenza dovrà gradualmente essere trasferita tramite la marcia a cui si sta passando attraverso l'innesto o il disinnesto della frizione.
- L'accelerazione del veicolo dovrà assestarsi su valori all'incirca costanti. Questo si traduce nel fatto che la logica implementata funziona e non si hanno buchi di coppia alle ruote.

Questi obiettivi ci si pone di verificarli sia per la manovra di upshift (da prima a seconda) che di downshift (da seconda a prima).

Si ricorda che l'upshift e il downshift possono essere ulteriormente suddivisi in un motore elettrico. La logica di cambiata utilizzata di seguito non è infatti sempre valida in tutte le condizioni di funzionamento. In condizioni di rigenerazione ci sono delle variazioni nel controllo dei vari organi che compongono la trasmissione dati dal fatto che il motore sta assorbendo la potenza che riceve dalla strada. Per un modello completo ci si dovrebbe avvalere di tutta la casistica a disposizione ma comunque il controllo utilizzato e illustrato in seguito copre la maggior parte delle condizioni di funzionamento realistiche del veicolo.

Il downshift, ovvero la manovra che mi permette di passare da seconda a prima marcia, segue delle logiche leggermente diverse. È infatti plausibile effettuare un downshift sia perché il motore è in range particolarmente basso di giri sia perché l'utente desidera più coppia alle ruote per effettuare per esempio una manovra di sorpasso. Queste casistiche devono essere divise poiché figlie di due scenari tra di loro non simili ma che portano alla stessa manovra. Nel primo caso infatti ci si potrebbe trovare in una situazione in cui il veicolo sta frenando, il motore scende come velocità al di sotto di una certa soglia, e si voglia effettuare questa manovra quando il veicolo è in rigenerazione. Questa casistica non è trattata all'interno di questo elaborato poiché per ottenere dei risultati soddisfacenti il sistema dovrebbe lavorare con

una tipologia speciale di freni non montata sulla stragrande maggioranza dei veicoli in commercio. La ripartenza è invece oggetto di interesse e gli obbiettivi che ci si pone sono gli stessi già adottati per l'upshift che vengono di seguito ricordati:

- La coppia motore deve variare concordemente al cambio marcia che si sta effettuando. Considerando per esempio un cambio da prima a seconda la coppia motore deve aumentare a causa del repentino switch di catena cinematica.
- La potenza dovrà gradualmente essere trasferita tramite la marcia a cui si sta passando attraverso l'innesto o il disinnesto della frizione.
- L'accelerazione del veicolo dovrà assestarsi su valori significativamente all'incirca costanti. Questo si traduce nel fatto che la logica implementata funziona e non si hanno buchi di coppia alle ruote.

Il motore in questo caso dovrà aumentare la sua velocità per sincronizzarsi con il rapporto di prima marcia mentre la coppia verrà gradualmente trasferita dalla frizione alla One Way Clutch.

Prima di entrare nel merito delle equazioni caratterizzanti il sistema è giusto fare un excursus generale sulle varie fasi che vengono prese in considerazione durante il cambio marcia e su cosa sia lo Stateflow, lo strumento di lavoro utilizzato per gestire la cambiata.

Il cambio marcia è caratterizzato, sia che si parli di upshift che di downshift, da due fasi ben distinte:

- Torque phase: una fase in cui la catena di potenza passa da una marcia all'altra. La coppia in uscita cambia dall'essere fornita attraverso la One Way Clutch alla frizione e viceversa.
- Inertia phase: il sistema si può trovare durante la fase di cambiata ad avere due gradi di libertà siccome le velocità dell'albero motore e di uscita non coincidono (al netto dei rapporti di trasmissione). Questa fase sincronizza le velocità di ingresso e uscita facendo ritornare il sistema ad essere a un solo grado di libertà.

Caratterizzate queste due fasi viene ora brevemente illustrato cos'è lo Stateflow e perché questo strumento risulta adatto alla schematizzazione del

funzionamento del cambio marcia.

Stateflow è un software integrato in Matlab che consente di modellare e simulare sistemi dinamici complessi. Si basa sulla teoria delle macchine a stati e offre un ambiente grafico intuitivo per la progettazione di sistemi composti da stati, transizioni e azioni. Stateflow è utilizzato in una varietà di settori per la progettazione di sistemi complessi, tra cui l'automotive.

Le sue funzionalità si mostrano particolarmente adatte per la descrizione del nostro sistema. Basandosi sulla teoria delle macchine a stati è possibile modellare le varie fasi citate attraverso la definizione di diversi State di transizione per cui passare attraverso varie condizioni monitorate dalla centralina. In Figura 3.1 è mostrato lo Stateflow presente all'interno del modello.

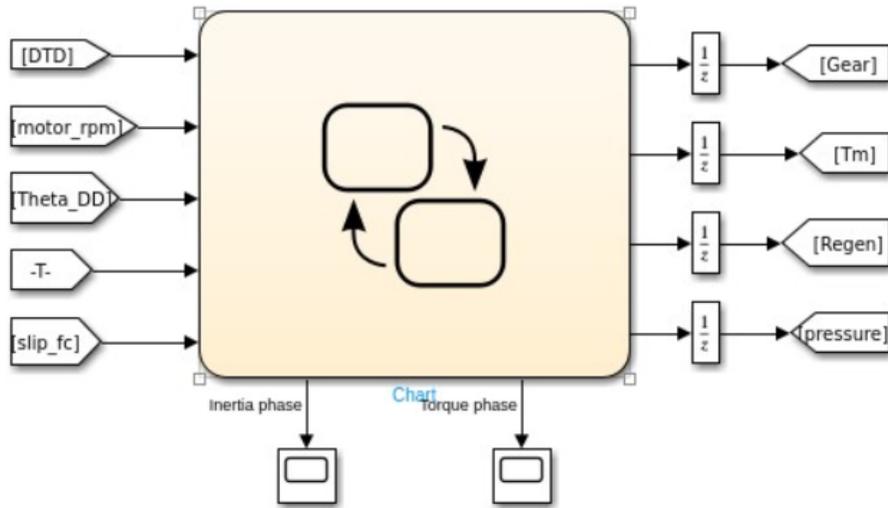


Figura 3.1: Diagramma di Stateflow

3.2 Upshift

Durante l'upshift la coppia erogata dal motore e passante per la Selectable One Way Clutch deve gradualmente transitare attraverso la frizione. Una

volta avvenuto questo passaggio il sistema risulta essere a due gradi di libertà con l'uscita controllata dalla frizione stessa. Velocità di ingresso e uscita della frizione sono diverse e ciò significa che i dischi stanno slittando tra di loro. Per sincronizzare le velocità la coppia motore deve essere manipolata in modo tale da accelerare l'albero di ingresso. Una volta che le velocità sono uguali il sistema ritorna a essere cinematicamente a un grado di libertà e la fase di cambiata può considerarsi conclusa. Per come è strutturato il funzionamento della Selectable One Way Clutch deve essere presente una fase di preparazione in cui il componente ritorna a essere una normale One Way Clutch e non può trasmettere potenza dalle ruote al motore.

Prima di entrare nel merito del diagramma Stateflow, che potrebbe risultare uno strumento specifico, è utile delineare un grafico di massima di quello che ci si aspetta essere il comportamento del modello a grandi linee, con le condizioni di uscita del sistema dalle varie fasi come riportato in Figura 3.2, 3.3 e in Tabella 3.1.

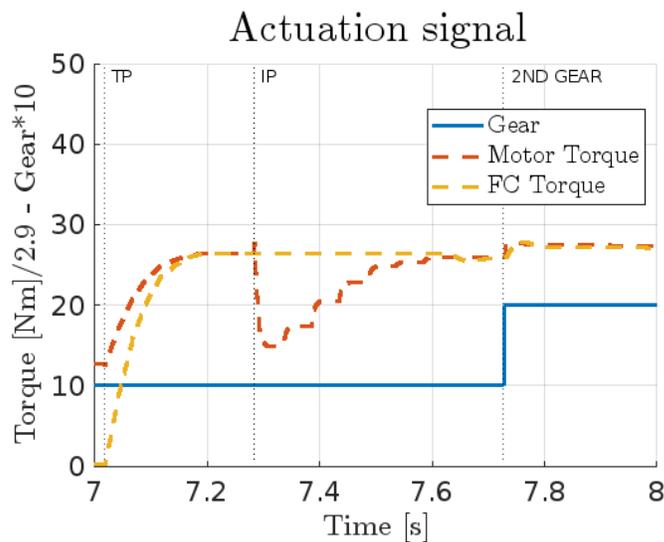


Figura 3.2: Esempio upshift

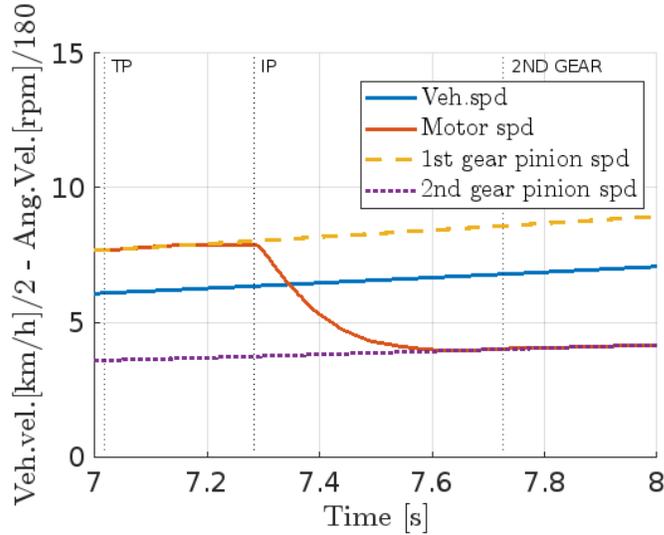


Figura 3.3: Esempio velocità upshift

Fase	Condizione di uscita
<i>Torque phase</i>	$\Delta\omega_{SOWC} > 0$
<i>Inertia phase</i>	$\Delta\omega_{FC} = 0$

Tabella 3.1: Logica del cambio marcia in upshift

In Figura 3.4 questa fase di preparazione è schematizzata attraverso un segnale che disimpegna gli organi adibiti alla trasmissione della coppia in un senso di rotazione tramite il comando Regen. In questa fase la coppia richiesta al motore non necessita di essere manipolata per cui la richiesta dell’utente viene mantenuta intatta.

La preparazione viene ritenuta conclusa dopo un ragionevole periodo di tempo ricordando che queste fasi rientrano nell’ordine dei millisecondi. In uscita viene monitorata l’accelerazione angolare del motore campionando la velocità motore per due istanti di tempo successivi. Il calcolo fatto dalla centralina sarà utile per caratterizzare meglio la fase successiva.

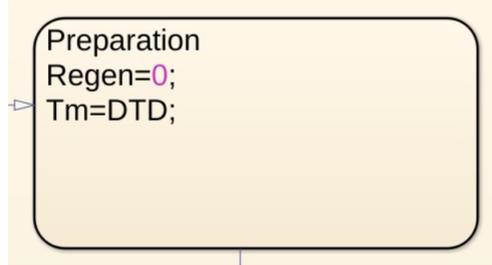


Figura 3.4: Fase preparatoria dell'upshift

La fase successiva è la cosiddetta "Torque phase" precedentemente citata. Nella Torque phase inizia ad aumentare la pressione sulla frizione. Questo viene visto come un carico resistente dal motore che gradualmente porta alla transizione di coppia dalla catena cinematica di prima a quella di seconda marcia. La coppia sulla One Way Clutch calerà man mano che la pressione sulla frizione aumenta. Se la coppia motore non venisse manipolata tuttavia ci si ritroverebbe nella condizione in cui il rapporto di trasmissione determinerebbe l'output del sistema, portando ad avere variazioni di accelerazione ingenti che si rifletterebbero sul comfort del passeggero. Per questo la richiesta viene modificata tenendo conto della transizione tra prima e seconda. Detto ciò è possibile quindi monitorare due parametri per avere un controllo efficiente sul sistema che sono la coppia motore e la pressione sulla frizione.

Per quanto riguarda la pressione il valore desiderato sarebbe quello tale per cui non passi più coppia per la One Way Clutch e contemporaneamente la coppia alle ruote rimanga costante durante la transizione. Il motore dovrà invece erogare una coppia in grado di assecondare l'andamento di pressione. Le equazioni che descrivono questo andamento sono riportate in Equazione 3.2 ed Equazione 3.3.

$$T_{m,manipulated} = T_m(DTD, \ddot{\theta}) + T_{fc,est} \left(1 + \frac{i_2}{i_1}\right) \quad (3.2)$$

$$T_{fc,dis} = [T_m(DTD, \ddot{\theta}) - (J_m + J_1)\ddot{\theta}] \cdot \frac{i_1}{i_2} \quad (3.3)$$

Dove:

- $T_{m,manipulated}$ è la coppia richiesta al motore manipolata secondo quanto richiesto dal guidatore e secondo ciò che sta succedendo sulla frizione.

- $T_{fc,dis}$ è la coppia desiderata sulla frizione secondo gli accorgimenti prima descritti.
- $T_{fc,est}$ è la coppia stimata passante per la frizione di seconda marcia.

Analogamente a quanto fatto per la fase di preparazione anche qui è stato riportato lo stato presente nel modello che contiene al suo interno le Equazioni 3.2 e 3.3 sotto forma di funzioni, ricordando che il modello Simscape della frizione richiede come input una pressione e non una coppia, per cui vanno effettuate le opportune conversioni.



```

TP_USD
flag=follow(DTD,Theta_flag);
time=elapsed(sec);
pressure=two_gear(flag,time);
Tm=0.98*control_three(pressure,DTD,Theta_flag);

```

Figura 3.5: Torque phase per l'upshift

La Torque phase termina qualora non ci sia più passaggio di coppia attraverso la One Way Clutch per un certo lasso di tempo. È stato tuttavia accennato in precedenza come avere sensori di coppia su un veicolo reale sia utipistico per cui il controllo viene effettuato sulla differenza di velocità tra ingresso e uscita One Way Clutch. Il tempo che il sistema trascorre in questo stato è limitato dalle prestazioni della pompa di attuazione sulla frizione e dalla risposta del motore ad una determinata richiesta di coppia. Mediamente si può andare dai $200ms$ ai $400ms$ in base alla modalità di guida del veicolo (sport mode, comfort mode).

La fine della Torque phase determina l'inizio della fase successiva o Inertia phase. Nell'Inertia phase l'obbiettivo è quello di ricondursi col motore alla velocità angolare di seconda marcia, più bassa rispetto alla prima e abbassare i regimi del motore. Per farlo ci si avvale di un controllore PID di cui si è già discusso in precedenza. In questo caso l'errore viene calcolato dalla differenza tra un profilo di velocità di riferimento e l'attuale differenza di velocità tra ingresso e uscita della frizione. Il controllo questa volta tiene conto del termine integrale, siccome il solo termine proporzionale non avrebbe

potuto spaziare su tutta la casistica di DTD e giri motore. La pressione invece, altro parametro che è possibile controllare, varia a seconda della DTD del guidatore siccome è l'unico organo a confronto con l'uscita nonostante per lassi di tempo così brevi si possa quasi ritenere costante. Siccome la dinamica dell'albero motore è controllata dalla differenza tra coppia motore e carico resistente sulla pressione presumibilmente questa differenza dovrà permettere di abbassare i giri motore con un carico resistente più alto della coppia erogata. Sono di seguito mostrate le equazione riassuntive di quello che è stato appena detto in Equazione 3.4 ed Equazione 3.5.

$$T_{manipulated} = PID(T_{fc}, \dot{\theta}_m) \quad (3.4)$$

$$T_{fc} = \frac{DTD(ref, v)}{\tau} \quad (3.5)$$

Dove:

- $T_{m,manipulated}$ dipende dalla coppia motore richiesta in base all'andamento di coppia sulla frizione e la velocità motore.
- $T_{fc,dis}$ dipende esclusivamente dalla richiesta di coppia e dai rapporti di trasmissione presenti.

Il profilo del PID che viene preso come riferimento è un profilo simile alla tangente iperbolica come riportato in Figura 3.6.

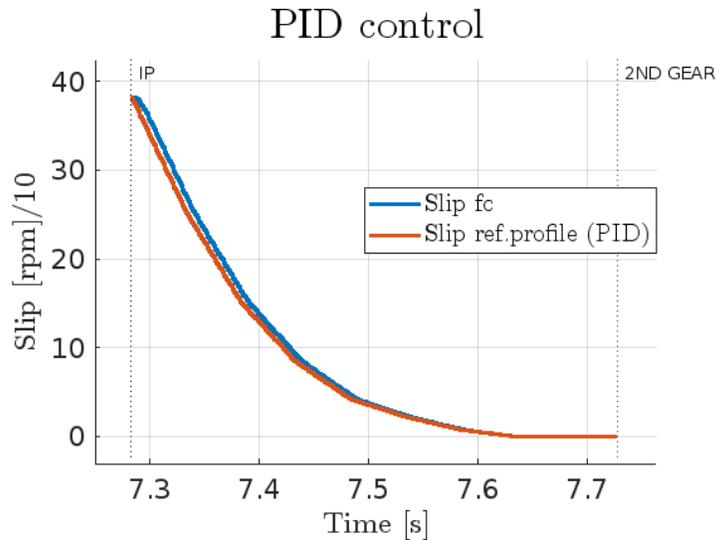


Figura 3.6: Profilo PID per l'upshift

Anche in questo caso in Figura 3.7 è riportato lo stato rappresentativo dell'Inertia phase descritta anch'essa attraverso una serie di funzioni.

```

IP_USD
en:
Reset_USD=1;
time=elapsed(sec);
pressure=follow(DTD,Theta_flag)+2.3;
Tcorr = usd_corr(slip_fc,flag,time,Reset_USD);
Tm=DTD*2.1497-Tcorr;
du:
Reset_USD=0;
time=elapsed(sec);
pressure=follow(DTD,Theta_flag)+2.3;
Tcorr = usd_corr(slip_fc,flag,time,Reset_USD);
Tm=DTD*2.1497-Tcorr;

```

Figura 3.7: Inertia phase per l'upshift

La conclusione di quest'ultima fase corrisponde alla condizione per cui ingresso e uscita sulla frizione girino alla stessa velocità a meno di un leggero margine d'errore, per cui la fase di cambiata può considerarsi conclusa.

3.3 Downshift

Nel downshift il passaggio è inverso a quello dell'upshift, ovvero la potenza passa dall'essere traferita alle ruote attraverso la catena cinematica di seconda marcia a quella di prima. Data la logica di funzionamento della One Way Clutch per effettuare l'upshift l'ordine delle fasi deve essere invertito. Se si cercasse di effettuare la Torque phase prima dell'Inertia phase ci sarebbe una rotazione relativa tra ingresso e uscita tale da non consentire il trasferimento di coppia. L'idea è quindi quella di sincronizzare le velocità in modo tale che l'albero motore ruoti alla velocità di prima marcia per poi gradualmente disinnestare la frizione e lasciare che la potenza passi per la prima.

Prima di entrare nel merito del diagramma Stateflow, che potrebbe risultare uno strumento specifico, è utile delineare un grafico di massima di quello che ci si aspetta essere il comportamento del modello a grandi linee, con le condizioni di uscita del sistema dalle varie fasi come riportato in Figura 3.9 e in Tabella 3.2.

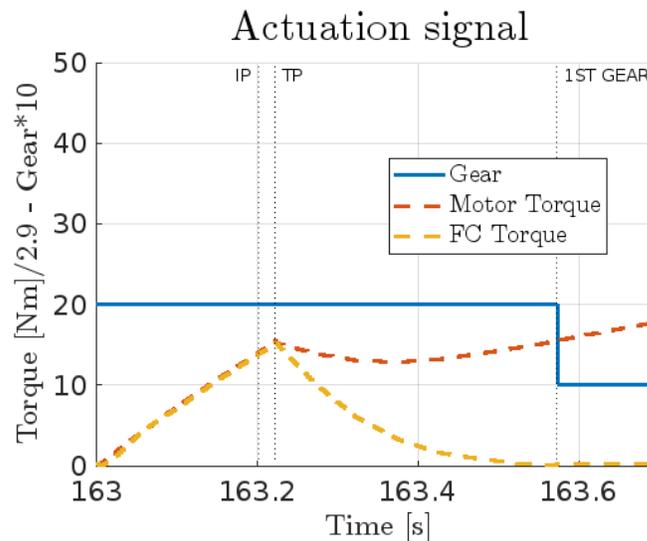


Figura 3.8: Esempio downshift

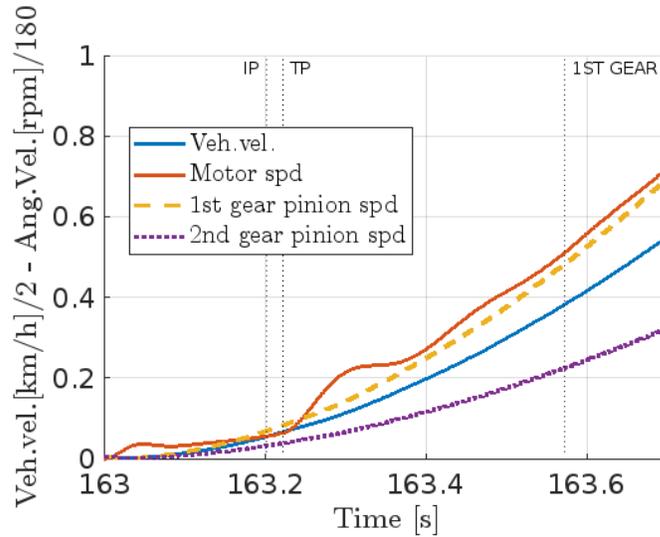


Figura 3.9: Esempio velocità downshift

Fase	Condizione di uscita
<i>Inertia phase</i>	$\Delta\omega_{SOWC} = 0$
<i>Torque phase</i>	<i>pressure</i> = 0

Tabella 3.2: Logica del cambio marcia in downshift

All'inizio della manovra la pressione sulla frizione è tarata per essere al massimo consentito dal sistema di attuazione. Anche in questo caso è necessaria una manovra preparatoria in cui la pressione viene fatta scendere ad un riferimento tale per cui la coppia erogata dal motore possa passare interamente attraverso la frizione. In questo caso il sistema è in aderenza ma una perturbazione delle condizioni attuali lo porterebbe in slittamento. Da questo primo stato si vuole che l'uscita non risenta delle variazioni dei parametri. In Figura 3.10 è mostrato il codice implementato nel modello.

```

Preparation
Tm=DTD;
pressure=follow_2(DTD,Theta_DD)+2.3;

```

Figura 3.10: Fase preparatoria del downshift

L'uscita da questa fase avviene dopo che è passato tot tempo. Le tempistiche sono sempre state scelte in accordo con le limitazioni derivanti dalle pompe che mandano l'olio in pressione. Il tempo viene quindi stabilito dalle performance del sistema di attuazione.

La fase successiva è l'Inertia phase in cui le velocità di ingresso e uscita devono essere sincronizzate. Ciò significa manipolare la coppia motore in modo tale da accelerare l'albero d'ingresso. Anche in questo caso la differenza tra la coppia erogata e quella resistente regola la dinamica del motore che deve avere un comportamento voluto opposto a quello dell'upshift. La pressione viene invece mantenuta su valori tali da soddisfare la richiesta del guidatore siccome la frizione è l'unico organo in contatto con l'uscita. Le equazioni regolanti questa fase sono di seguito illustrate in Equazione 3.6 ed Equazione 3.7 e sono molto simili a quelle già presentate per l'upshift.

$$T_{manipulated} = PID(T_{fc}, \dot{\theta}_m) \quad (3.6)$$

$$T_{fc} = \frac{DTD(ref, v)}{\tau} \quad (3.7)$$

In Figura 3.11 è riportato lo spezzone di codice facente parte dello Stateflow presente all'interno del modello. Per la coppia motore questa è regolata sempre tramite un PID che anche in questo caso presenta un termine integrativo non nullo. Il termine non nullo è dato per dare la possibilità al controllo di spaziare su un più ampio range operativo per differenti richieste di coppia e giri motore. L'uscita dallo stato è definita guardando alla velocità relativa ingresso e uscita One Way Clutch che deve essere sufficientemente simile.

```
IP_DSD
en:
Reset_DSD=1;
time=elapsed(sec);
Tcorr=dsd_corr(slip_owc,flag,time,Reset_DSD);
Tm=DTD+Tcorr;
pressure=follow_2(DTD,Theta_flag)+2.3;
du:
Reset_DSD=0;
time=elapsed(sec);
Tcorr=dsd_corr(slip_owc,flag,time,Reset_DSD);
Tm=DTD+Tcorr;
pressure=follow_2(DTD,Theta_flag)+2.3;
```

Figura 3.11: Inertia phase durante il downshift

Terminata l’Inertia phase si ha il passaggio alla Torque phase. Cinematicamente le velocità sono sincronizzate alla prima marcia mentre la frizione è in condizione di slittamento. Compito della Torque phase sarà abbassare gradualmente la pressione per disinnestare la frizione e permettere il passaggio di coppia sulla One Way Clutch. Alla fine sarà necessario dare il comando di attivazione della rigenerazione per quanto concerne la prima marcia. Il Regen già visto in precedenza sull’upshift viene attivato in questo caso e il componente ritorna ad essere una ”Selectable One Way Clutch”. In Figura 3.12 è mostrata la Torque phase per il downshift implementata all’interno del modello.

```
TP_DSD
time=elapsed(sec);
[Tm,pressure]=no_press(DTD,flag,Theta_flag,time);
```

Figura 3.12: Torque phase all’interno dello Stateflow

Capitolo 4

Risultati

Nel presente capitolo sono commentati i grafici ottenuti in fase di simulazione a partire dal modello per poi passare alle fasi di cambio marcia descritte in precedenza. Verranno evidenziati i risultati raggiunti e come questi possano venir trattati per portare alla progettazione dei componenti attraverso la risoluzione di sistemi di equazioni non lineari.

Il primo risultato che si vuole mettere in evidenza, riportato in Figura 4.1, è il fatto che il modello riesca a seguire senza problemi il profilo di velocità da simulare grazie all'implementazione del controllore PID.

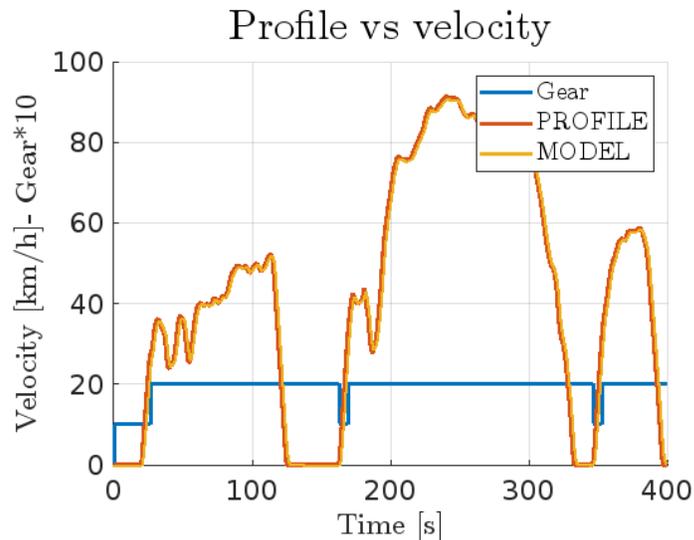


Figura 4.1: Profilo di velocità del drive cycle e del modello

L'errore assoluto tra il profilo di velocità del ciclo guida e quello dato dai risultati di simulazione è stato tarato tramite i coefficienti del PID in modo da non superare i 5 km/h come si può vedere in Figura 4.2.

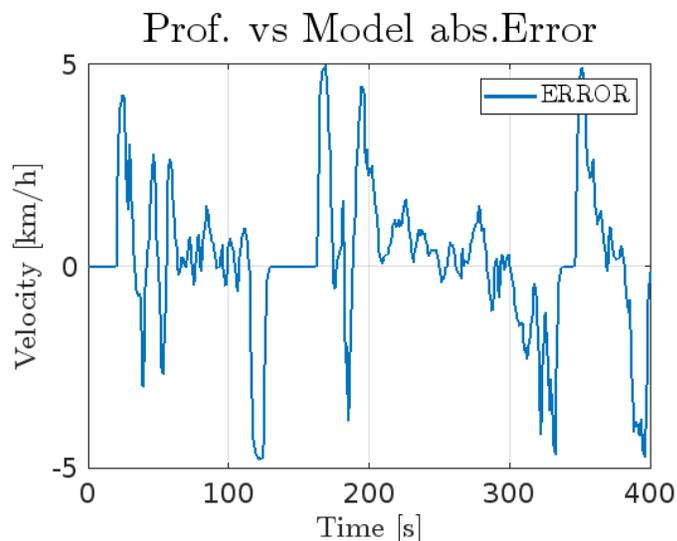


Figura 4.2: Errore assoluto tra il profilo di velocità del drive cycle e del modello

Proseguendo nel dettaglio dei componenti alcune equazioni erano state implementate all'interno della batteria per poter monitorare diversi parametri. Quest'ultimi erano la potenza erogata dalla batteria, quella persa e infine lo State of Charge della batteria. Come detto in precedenza, non sarebbe opportuno effettuare la ricarica della batteria quando quest'ultima si trova prossima al 100 % del suo stato di carica. La durata dei cicli guida è tuttavia pari a qualche decina di minuti, per cui per mostrare i benefici della rigenerazione questa viene attivata fin da subito e viene confrontata con lo stato di carica della batteria senza rigenerazione.

Nel caso preso in esame, con una batteria di 100 KWh e 600 V la batteria non dovrà fornire molta energia, siccome è stato stimato che nel corso di un ciclo guida viene utilizzato all'incirca il 3 % di carica i valori riportati sui grafici saranno nell'intorno del 100 %, come mostrato in Figura 4.3.

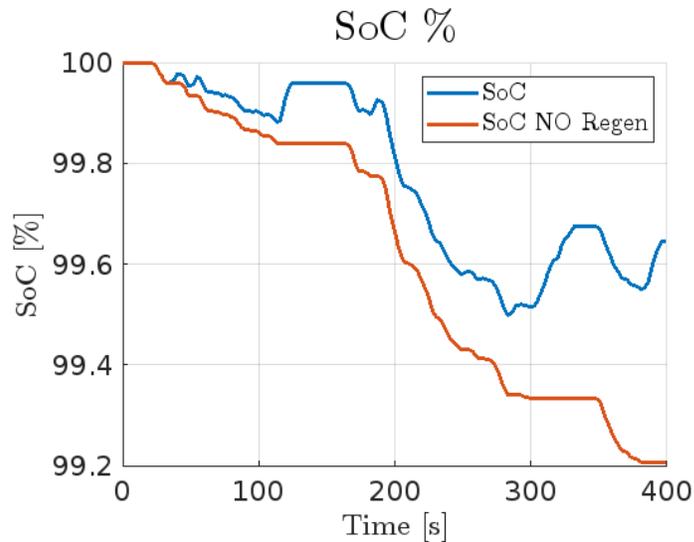


Figura 4.3: Differenza tra lo SoC della batteria con o senza rigenerazione

I sensori di coppia disponibili in fase di simulazione possono dare un'indicazione sulla bontà dei risultati ottenuti a valle dei cambi marcia. Nei grafici in Figura 4.4 e 4.5 vengono infatti riportate le coppie misurate a valle degli ingranaggi per quanto riguarda entrambe le marce. I valori di coppia vengono rapportati alla coppia massima trasmissibile nel caso in cui il motore eroghi la coppia massima.

Come si può vedere la mappa di cambio marcia che è stata implementata nella sezione riguardante il cambio marcia del modello fa sì che la seconda marcia sia quella utilizzata durante la maggior parte dei cicli guida mentre la prima viene utilizzata per lo più per la partenza. Modificando la mappa sarebbe possibile ottimizzare l'utilizzo delle marce durante lo svolgimento di un ciclo guida, in modo da equilibrare i tempi di stazionamento tra prima e seconda.

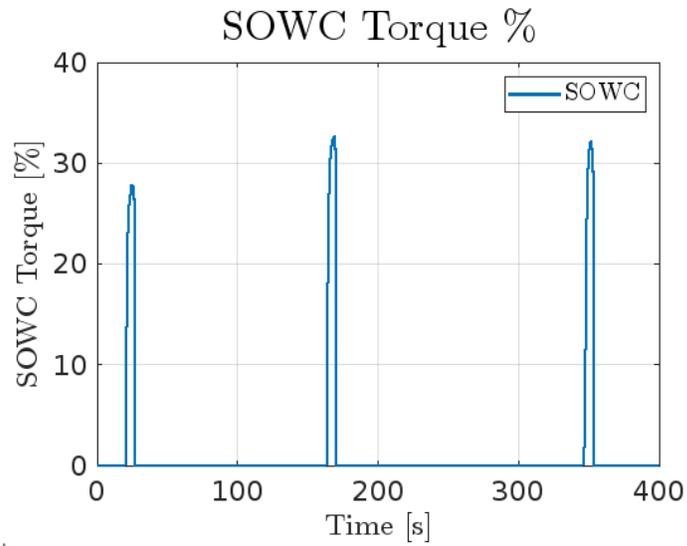


Figura 4.4: Coppia sulla SOWC durante il ciclo guida

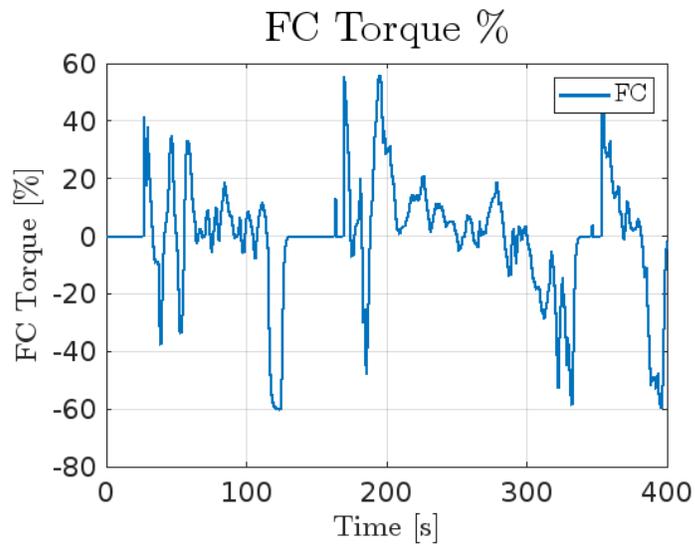


Figura 4.5: Coppia sulla FC durante il ciclo guida

Per verificare che il funzionamento del modello sia coerente vengono riportati in Figura 4.6 e 4.7 i grafici relativi allo slittamento degli organi di interesse, parametro di controllo nello Stateflow adibito al cambio marcia. Lo slittamento mostra dei grafici invertiti rispetto a quelli di coppia siccome per la maggior parte la frizione è ingaggiata.

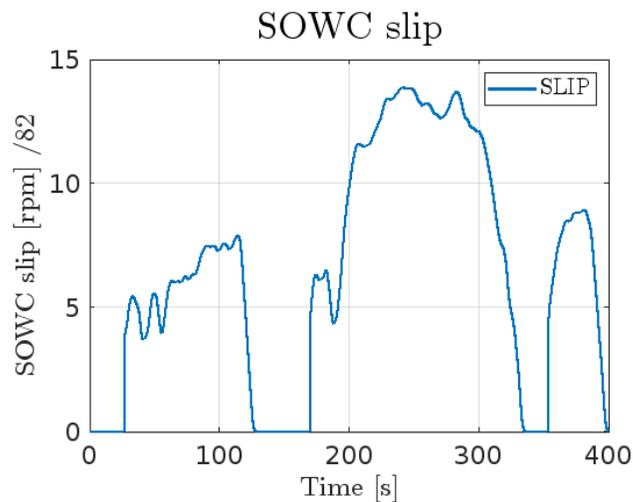


Figura 4.6: Slittamento sulla SOWC durante il ciclo guida

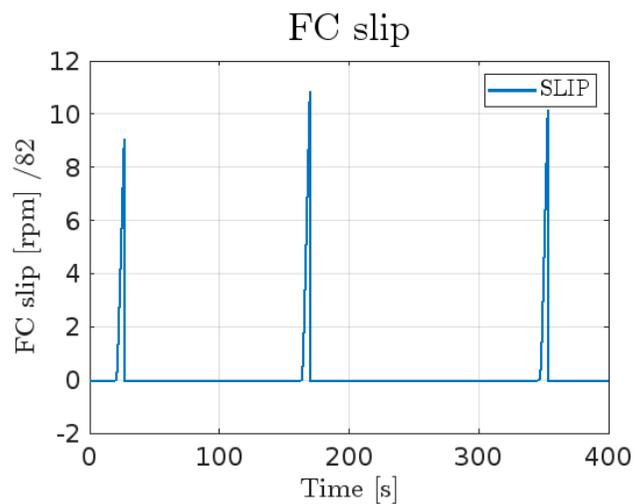


Figura 4.7: Slittamento sulla FC durante il ciclo guida

Come è stato detto in precedenza la SOWC passa dalla modalità 1/1 quando è in prima marcia alla modalità 1/0 prima di andare in seconda. La modalità in cui si trova è decisa a monte dal controllo attraverso un comando logico. In Figura 4.8 viene riportato l'andamento del comando di controllo in concomitanza con la coppia passante sulla SOWC.

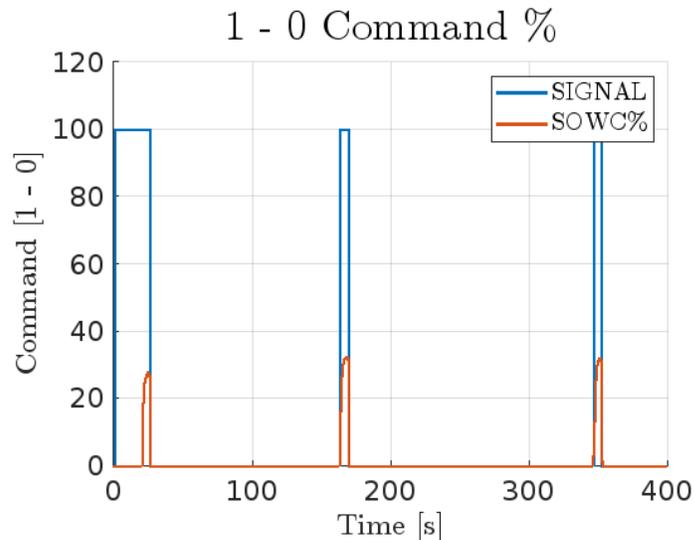


Figura 4.8: Comando di selezione modalità e coppia SOWC

Per entrare nel merito dei grafici relativi ai risultati ottenuti per i cambi marcia è necessario un preambolo per descrivere quali siano i risultati attesi dalla simulazione.

In upshift durante la Torque Phase la coppia erogata dal motore dovrebbe transitare gradualmente dalla Selectable One Way Clutch alla frizione concordemente con l'aumento della pressione di attuazione, inoltre dovrebbe variare secondo la manipolazione effettuata per permettere la costanza di coppia alle ruote. Nel corso dell'Inertia Phase invece la coppia sulla frizione si mantiene all'incirca costante, seguendo un possibile variazione di DTD mentre la coppia motore, che non influisce sull'uscita, viene regolata per permettere la sincronizzazione delle velocità tra monte e valle della frizione.

La velocità angolare del motore si modifica invece solo durante l'Inertia Phase, a causa della sincronizzazione della velocità dovuta al passaggio tra prima

e seconda marcia.

Il controllo è stato appositamente pensato per restituire una coppia alle ruote all'incirca costante (a meno di variazioni di DTD) durante tutta la manovra.

Questo si riflette di conseguenza sul grafico di accelerazione del veicolo.

I grafici in Figura 4.9, 4.10 e 4.11 riportano quanto è stato illustrato.

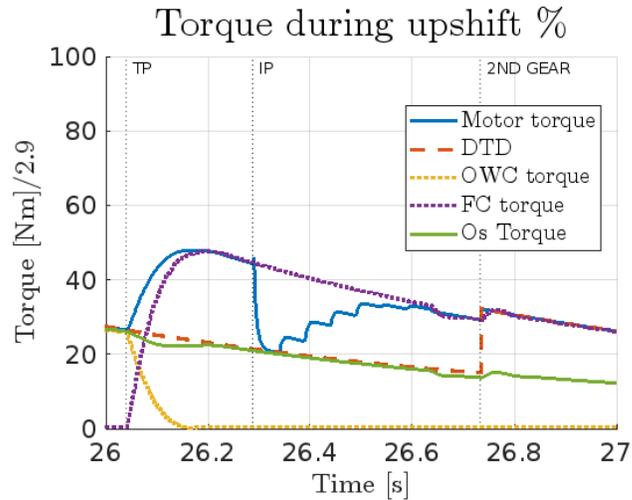


Figura 4.9: Coppia durante l'upshift riportata al primario

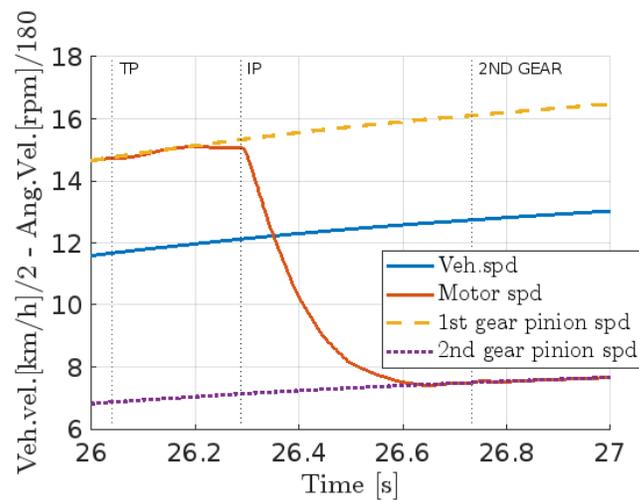


Figura 4.10: Velocità motore durante l'upshift

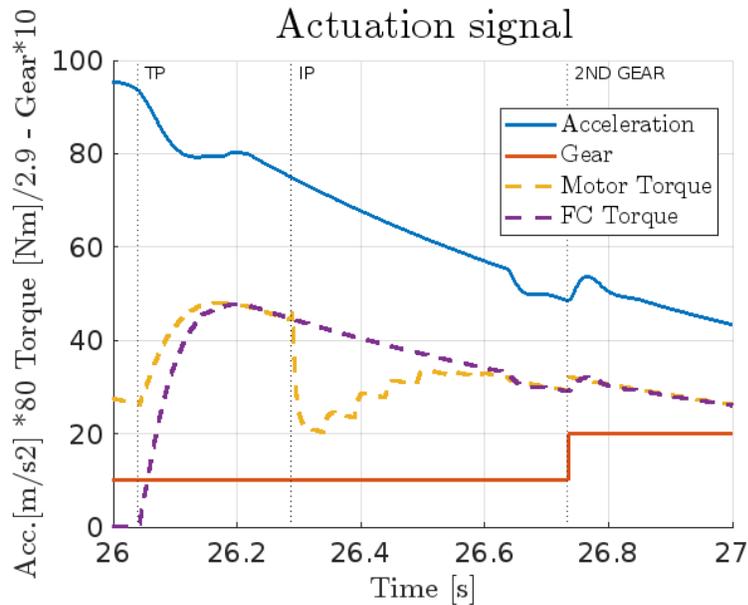


Figura 4.11: Coppie e accelerazione del veicolo durante l'upshift

Nel downshift gli obiettivi del controllo sono gli stessi dell'upshift, per cui anche in questo caso ci si aspetta una coppia alle ruote e un'accelerazione all'incirca costante.

Nell'Inertia phase, che si ricorda essere antecedente in questo caso alla Torque Phase, si devono sincronizzare le velocità manipolando la coppia motore. Durante la Torque Phase invece viene rilasciata la pressione sui dischi della frizione e viene concordemente manipolata la coppia a causa del cambio di rapporto di trasmissione.

I grafici in Figura 4.12, 4.13 e 4.14 riportano quanto è stato illustrato.

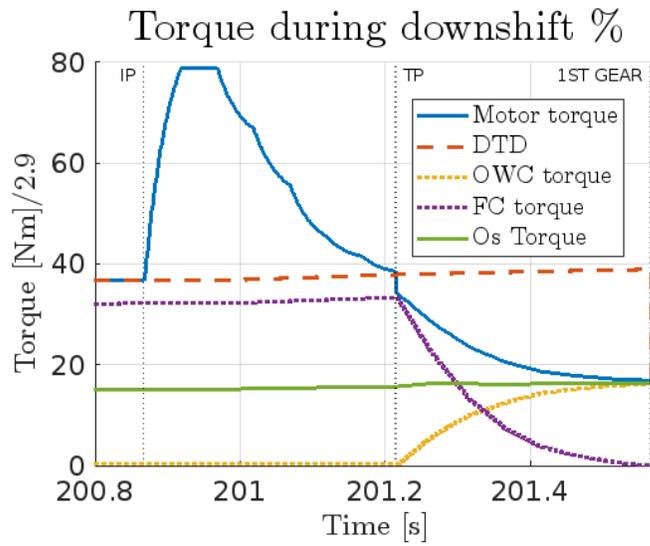


Figura 4.12: Coppia durante il downshift riportata al primario

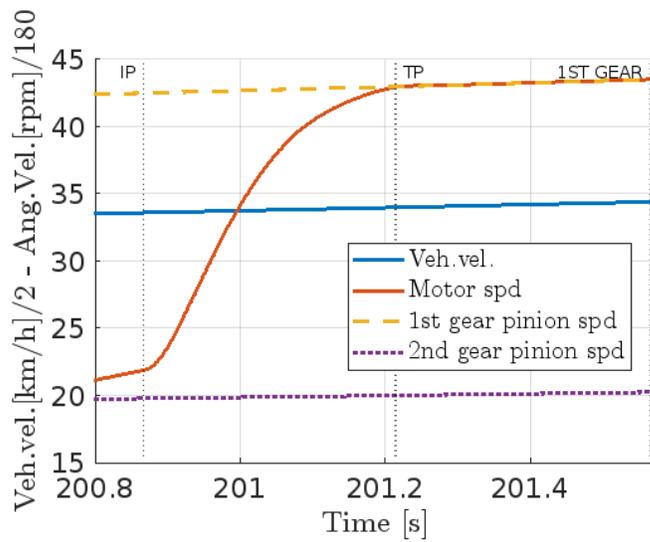


Figura 4.13: Velocità motore durante il downshift

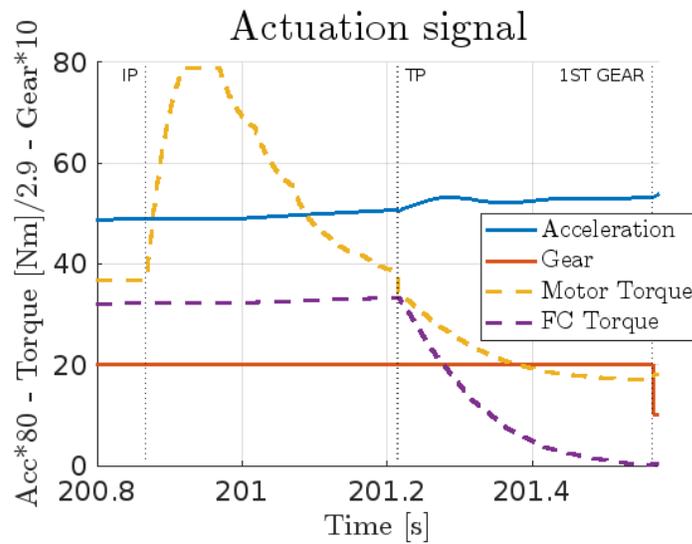


Figura 4.14: Coppia e accelerazione all'uscita durante il downshift

Nei casi illustrati il downshift viene mostrato durante la ripartenza del veicolo tuttavia la logica può essere utilizzata anche in situazioni di sorpasso nella quale è richiesta un'elevata coppia alle ruote concordemente alla mappa di cambiata utilizzata. All'interno dei cicli guida questa casistica non si è mai presentata non essendo i cicli elaborati per manovre di questo tipo.

Bibliografia

- [1] Aldo Sorniotti, Thomas Holdstock, Gabriele Loro Pilone, Fabio Viotto, Stefano Bertolotto, Mike Everitt, Robert J Barnes, Ben Stubbs and Matt Westby. Analysis and simulation of the gearshift methodology for a novel two-speed transmission system for electric powertrains with a central motor.
- [2] Shiori H., Komada H., Kurosaki Y., Shibata H. United States Patent Application Publication US 2016/0230819 A1.

Ringraziamenti

Ringrazio il professor Enrico Galvagno e il professor Aldo Sorniotti per la loro guida e il loro supporto durante il lavoro svolto nell'arco di questi mesi.

Ringrazio i ragazzi del team Virtual Validation che mi hanno aiutato a muovere i miei primi passi all'interno del mondo lavorativo e in particolare Manish Kumar, Claudio Marcellini e Fabio Petrarulo.

Ringrazio i miei amici, con i quali son cresciuto e con cui ho condiviso tanti momenti significativi del mio percorso. In particolare ringrazio Nicolò, Pierluigi, Adrian, Matteo, Amos, Giuseppe, Vittoria, Lorenzo e Simone per esserci sempre stati.

Ringrazio la mia famiglia per l'affetto che ho ricevuto nel corso di questi anni. Grazie a Mattia, Simone, Luisella, Francesco e i miei nonni Nilde, Angelina e Faustino.

Ringrazio i miei genitori, Antonio e Giulia, che sono sempre stati il mio punto di riferimento, la mia casa, la mia ispirazione.