

POLITECNICO DI TORINO

Corso di Laurea in Ingegneria Meccanica

Tesi di Laurea Magistrale

**Sviluppo di una metodologia integrata per la  
caratterizzazione sperimentale e numerica di un  
di un cambio automatico con convertitore di  
coppia per un veicolo ibrido Plug-in**



**Relatore:**

prof. Federico MILLO

**Tutor aziendale:**

ing. Alessandro PERAZZO

**Candidato:**

Francesco Carlo BIONDI

Aprile 2020



## RINGRAZIAMENTI

---

*Giunto al termine di questo mio percorso, coronato con la laurea finale, ci tengo a ringraziare chi durante questi anni mi è stato vicino. A partire da chi l'ha fatto pur non conoscendomi per poi arrivare ai miei parenti ed amici, a cui più che dire grazie, preferisco dire un ti voglio bene.*

*In primis intendo ringraziare il professore Millo, che mi ha introdotto in FEV, azienda in cui ho svolto sia il tirocinio che la tesi, e per il suo supporto nella stesura di quest'ultima.*

*Un ringraziamento va a tutto il personale di FEV, persone splendide, che mi hanno fatto sentire parte integrante di un gruppo. Fra tutte queste persone vorrei menzionare in particolar modo Giuseppe, che in veste di tutor è stato sempre pronto ad aiutarmi e a dare una spiegazione ad ogni mio dubbio. Ci tengo inoltre a menzionare l'intero gruppo di benchmarking, o comunque chi ha la postazione in quell'ufficio, mi riferisco a Alessandro, Federico, Raffaele e Fabrizio, che mi hanno accolto sin dal primo momento con gentilezza, ma soprattutto hanno reso meno pesante l'ambiente di lavoro con la loro simpatia.*

*Come dicevo nella mia prima riflessione, per i miei cari, preferisco evitare il termine grazie, in quanto sono stati presenti nella mia vita e lo saranno perché mi vogliono bene, e non per un qualche obbligo o per una loro forma di gentilezza. Quindi mi sembra superfluo ringraziarli, preferisco dire loro che li voglio bene.*

*Ti voglio bene Nonna.*

*Ti voglio bene Mamma e ti voglio bene Papà. Siete un esempio e non è una frase detta per dire. Papà ammiro tanto la forza con cui affronti la tua battaglia personale, senza abbatterti o per lo meno facendolo nel modo più contenuto possibile, come pochi. E ammiro come tu mamma, ti sei presa e ti prendi cura di lui.*

*Vi voglio bene zii e zie.*

*Vi voglio bene cugini e cugine.*

*Vi voglio bene amici di una vita, a voi che conosco da quando ho memoria, i fratelli che mi sono scelto, Giulio, Francesco, Davide, Giorgio e Andrea.*

*Ti voglio bene Bruno, non ti ho menzionato fra i primi solo perché ti conosco da meno tempo, ma sei pur sempre mio fratello.*

## RINGRAZIAMENTI

---

*Vi voglio bene Riccardo e Guglielmo, le stesse parole che ho speso per Bruno valgono per voi.*

*Vi voglio bene Erica, Andrea, Diletta, Gianmarco, Carlo, Luisa e Gianluca.*

*Vi voglio bene Sabino, Gennaro, Giuseppe e Antonio, le persone con cui ho condiviso il mio percorso di Laurea Magistrale, e con cui ho passato la maggior parte del mio tempo a Torino.*

*Vi voglio bene inquilini di via Pastrengo+1 (non vi offendete se non scrivo i nomi, però così è più simpatico).*

|                                                                              |    |
|------------------------------------------------------------------------------|----|
| INTRODUZIONE.....                                                            | 1  |
| 1 VEICOLI IBRIDI.....                                                        | 3  |
| 1.1 CLASSIFICAZIONE VEICOLI IBRIDI.....                                      | 3  |
| 1.1.1 Ibridi Serie.....                                                      | 3  |
| 1.1.1.1 Classificazione Ibridi serie.....                                    | 4  |
| 1.1.2 Ibridi Paralleli.....                                                  | 5  |
| 1.1.2.1 Classificazione in base al grado di ibridazione.....                 | 6  |
| 1.1.2.2 Classificazione in base alla posizione della macchina elettrica..... | 7  |
| 1.1.3 Ibridi Complessi.....                                                  | 10 |
| 1.2 FUNZIONI VEICOLI IBRIDI.....                                             | 13 |
| 1.2.1 E-Boost.....                                                           | 13 |
| 1.2.2 Start & Stop.....                                                      | 16 |
| 1.2.3 Frenata rigenerativa.....                                              | 16 |
| 1.2.4 Stop in motion.....                                                    | 16 |
| 2 TRASMISSIONI AUTOMOBILISTICHE .....                                        | 18 |
| 2.1 COMPONENTI DI UNA TRASMISSIONE.....                                      | 19 |
| 2.2 CLASSIFICAZIONI DELLE TRASMISSIONI.....                                  | 21 |
| 2.2.1 Trasmissioni manuali .....                                             | 21 |
| 2.2.2 Trasmissioni semiautomatiche .....                                     | 23 |
| 2.2.2.1 Cambi robotizzati.....                                               | 24 |
| 2.2.2.2 Cambi dual-clutch.....                                               | 24 |
| 2.2.3 Trasmissioni automatiche.....                                          | 25 |
| 2.2.3.1 Convertitore di coppia .....                                         | 27 |
| 2.2.4 Trasmissioni automatiche continue.....                                 | 32 |
| 3 METODO DI INDAGINE.....                                                    | 34 |
| 3.1 STRUMENTAZIONE.....                                                      | 34 |
| 3.1.1 Rete CAN.....                                                          | 35 |
| 3.1.2 Torsiometro .....                                                      | 36 |
| 3.1.2.1 Montaggio torsiometro .....                                          | 37 |
| 3.1.2.2 Calcolo del guadagno.....                                            | 40 |

|       |                                                           |    |
|-------|-----------------------------------------------------------|----|
| 3.2   | CAMPAGNA PROVE .....                                      | 43 |
| 3.2.1 | Prove omologative .....                                   | 43 |
| 3.2.2 | Manovre .....                                             | 45 |
| 3.3   | CARATTERIZZAZIONE DELLE PRINCIPALI LOGICHE.....           | 46 |
| 3.3.1 | Logica di funzionamento della lock-up clutch.....         | 46 |
| 3.3.2 | Definizione mappe di capacity factor e torque ratio ..... | 51 |
| 4     | MODELLO TRASMISSIONE .....                                | 56 |
| 4.1   | MODELLO P2 CON CAMBIO MANUALE.....                        | 56 |
| 4.1.1 | Driver .....                                              | 58 |
| 4.1.2 | HCU .....                                                 | 60 |
| 4.1.3 | Motore elettrico.....                                     | 61 |
| 4.1.4 | Motore termico.....                                       | 62 |
| 4.1.5 | Trasmissione .....                                        | 63 |
| 4.1.6 | Veicolo.....                                              | 64 |
| 4.2   | INTEGRAZIONE DEL MODELLO .....                            | 65 |
| 5     | RISULTATI DELLA SIMULAZIONE.....                          | 73 |
| 5.1   | WLTC.....                                                 | 74 |
| 5.2   | NEDC .....                                                | 83 |
| 5.3   | ACCELERAZIONE .....                                       | 91 |
| 6     | CONCLUSIONI.....                                          | 96 |
|       | BIBLIOGRAFIA .....                                        | 98 |

|                                                                                                                           |    |
|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| <b>Figura 1-1:</b> Architettura ibridi serie.....                                                                         | 4  |
| <b>Figura 1-2:</b> Classificazione ibridi serie.....                                                                      | 5  |
| <b>Figura 1-3:</b> Classificazione Ibridi Parallelo in base al fattore $R_h$ .....                                        | 6  |
| <b>Figura 1-4:</b> Configurazione Ibrido Plug-in.....                                                                     | 7  |
| <b>Figura 1-5:</b> Classificazione Ibridi Parallelo in base alla connessione meccanica dei propulsori.....                | 7  |
| <b>Figura 1-6:</b> Classificazione Ibridi Parallelo in base alla posizione della macchina elettrica.....                  | 8  |
| <b>Figura 1-7:</b> Configurazione ibrido P1f.....                                                                         | 9  |
| <b>Figura 1-8:</b> Configurazione ibrido P1r.....                                                                         | 9  |
| <b>Figura 1-9:</b> Configurazione ibrido P2 coassiale.....                                                                | 10 |
| <b>Figura 1-10:</b> Configurazione ibrido P2 non coassiale.....                                                           | 10 |
| <b>Figura 1-11:</b> Architettura Ibrido serie-parallelo.....                                                              | 11 |
| <b>Figura 1-12:</b> Collegamenti fra motori e rotismo epicicloidale.....                                                  | 11 |
| <b>Figura 1-13:</b> Modalità funzionamento ibrido Power-split.....                                                        | 13 |
| <b>Figura 1-14:</b> Torque Boost.....                                                                                     | 14 |
| <b>Figura 1-15:</b> Load Point Shift.....                                                                                 | 15 |
| <b>Figura 1-16:</b> Torque Fill.....                                                                                      | 15 |
| <b>Figura 1-17:</b> Distanza coperta durante una fase di Coasting.....                                                    | 17 |
| <b>Figura 2-1:</b> Diverse architetture degli alberi di una trasmissione.....                                             | 20 |
| <b>Figura 2-2:</b> Perdite di una trasmissione manuale.....                                                               | 21 |
| <b>Figura 2-3:</b> Esempi di piani di selezione di veicoli dotati di cambio manuale.....                                  | 22 |
| <b>Figura 2-4:</b> Diverse configurazioni cambi manuali.....                                                              | 22 |
| <b>Figura 2-5:</b> Sezione di una trasmissione dual-clutch.....                                                           | 25 |
| <b>Figura 2-6:</b> Curva di potenza e di velocità durante un'operazione di cambio marcia in trasmissioni automatiche..... | 26 |
| <b>Figura 2-7:</b> Schema di un convertitore di coppia.....                                                               | 27 |
| <b>Figura 2-8:</b> Caratteristica coefficiente prestazionale in un giunto idraulico.....                                  | 29 |
| <b>Figura 2-9:</b> Caratteristica coefficiente prestazionale in un convertitore di coppia... ..                           | 30 |
| <b>Figura 2-10:</b> Curva caratteristica di un convertitore di coppia.....                                                | 31 |
| <b>Figura 2-11:</b> Circuito di controllo della Lock-up clutch da parte della centralina... ..                            | 32 |
| <b>Figura 2-12:</b> Architettura trasmissione automatica continua.....                                                    | 33 |
| <b>Figura 3-1:</b> Connessione CAN a computer.....                                                                        | 35 |
| <b>Figura 3-2:</b> Schema logico di rilevazione segnali da CAN.....                                                       | 35 |
| <b>Figura 3-3:</b> Punto di applicazione del torsionometro.....                                                           | 36 |
| <b>Figura 3-4:</b> Ponte di Wheatstone.....                                                                               | 36 |
| <b>Figura 3-5:</b> Schema di applicazione del torsionometro.....                                                          | 37 |
| <b>Figura 3-6:</b> Preparazione superficie di applicazione.....                                                           | 38 |

|                                                                                                                       |    |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| <b>Figura 3-7:</b> Installazione estensimetro.....                                                                    | 38 |
| <b>Figura 3-8:</b> Saldatura estensimetro. ....                                                                       | 39 |
| <b>Figura 3-9:</b> Collegamento trasmettitore. ....                                                                   | 39 |
| <b>Figura 3-10:</b> Posizionamento antenna di trasmissione. ....                                                      | 40 |
| <b>Figura 3-11:</b> Profilo di velocità di un NEDC (sopra) e un WLTC (sotto).....                                     | 44 |
| <b>Figura 3-12:</b> Individuazione velocità albero in uscita dalla trasmissione lato powertrain e lato ruote. ....    | 47 |
| <b>Figura 3-13:</b> Comportamento della Lock-up clutch in funzione della marcia innestata. ....                       | 49 |
| <b>Figura 3-14:</b> Comportamento della Lock-up clutch in funzione dell'accensione dell'ICE.....                      | 50 |
| <b>Figura 3-15:</b> Posizionamento dell'e-clutch.....                                                                 | 51 |
| <b>Figura 3-16:</b> Traccia Capacity factor sperimentale.....                                                         | 53 |
| <b>Figura 3-17:</b> Traccia capacity factor simulata. ....                                                            | 54 |
| <b>Figura 3-18:</b> Traccia torque ratio simulata. ....                                                               | 55 |
| <b>Figura 4-1:</b> Torque split. ....                                                                                 | 61 |
| <b>Figura 4-2:</b> Curva di coppia massima del motore elettrico.....                                                  | 62 |
| <b>Figura 4-3:</b> Curva di coppia massima del motore termico.....                                                    | 63 |
| <b>Figura 4-4:</b> Calcolo retroattivo della coppia di input richiesta. ....                                          | 65 |
| <b>Figura 4-5:</b> Controllo Lock-up clutch.....                                                                      | 66 |
| <b>Figura 4-6:</b> Trasmissione coppia da powertrain a ruote. ....                                                    | 67 |
| <b>Figura 4-7:</b> Comportamento con Lock-up chiusa. ....                                                             | 68 |
| <b>Figura 4-8:</b> Comportamento con Lock-up aperta. ....                                                             | 69 |
| <b>Figura 4-9:</b> Metodo di calcolo della velocità del motore elettrico.....                                         | 70 |
| <b>Figura 4-10:</b> Calcolo integrale della velocità del motore elettrico in regime di amplificazione di coppia. .... | 71 |
| <b>Figura 4-11:</b> Calcolo integrale della velocità del motore termico in regime di amplificazione di coppia. ....   | 72 |
| <b>Figura 5-1:</b> (WLTC) Velocità veicolo. ....                                                                      | 75 |
| <b>Figura 5-2:</b> (WLTC) Accelerazione veicolo.....                                                                  | 76 |
| <b>Figura 5-3:</b> (WLTC) Coppia alle ruote.....                                                                      | 77 |
| <b>Figura 5-4:</b> (WLTC) Velocità di rotazione del motore elettrico.....                                             | 78 |
| <b>Figura 5-5:</b> (WLTC) Coppia del motore elettrico.....                                                            | 79 |
| <b>Figura 5-6:</b> (WLTC) Energia cumulata motore elettrico.....                                                      | 80 |
| <b>Figura 5-7:</b> Blocco di selezione della strategia di cambiata. ....                                              | 81 |
| <b>Figura 5-8:</b> (WLTC) Profilo di marcia innestata. ....                                                           | 82 |
| <b>Figura 5-9:</b> (NEDC) Velocità veicolo.....                                                                       | 84 |
| <b>Figura 5-10:</b> (NEDC) Accelerazione veicolo. ....                                                                | 85 |
| <b>Figura 5-11:</b> (NEDC) Coppia alle ruote. ....                                                                    | 86 |

|                                                                                              |    |
|----------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| <b>Figura 5-12:</b> (NEDC) Velocità di rotazione del motore elettrico. ....                  | 87 |
| <b>Figura 5-13:</b> (NEDC) Coppia del motore elettrico. ....                                 | 88 |
| <b>Figura 5-14:</b> (NEDC) Energia cumulata motore elettrico. ....                           | 89 |
| <b>Figura 5-15:</b> (NEDC) Energia cumulata motore termico. ....                             | 90 |
| <b>Figura 5-16:</b> (NEDC) Velocità di rotazione del motore termico. ....                    | 90 |
| <b>Figura 5-17:</b> (NEDC) Coppia del motore termico. ....                                   | 91 |
| <b>Figura 5-18:</b> (ACCELERAZIONE) Velocità veicolo. ....                                   | 92 |
| <b>Figura 5-19:</b> (ACCELERAZIONE) Accelerazione veicolo. ....                              | 92 |
| <b>Figura 5-20:</b> (ACCELERAZIONE) Coppia alle ruote. ....                                  | 93 |
| <b>Figura 5-21:</b> (ACCELERAZIONE) Velocità di rotazione del motore elettrico. ....         | 93 |
| <b>Figura 5-22:</b> (ACCELERAZIONE) Coppia del motore elettrico. ....                        | 94 |
| <b>Figura 5-23:</b> (ACCELERAZIONE) Velocità di rotazione del motore termico. ....           | 94 |
| <b>Figura 5-24:</b> (ACCELERAZIONE) Confronto velocità di rotazione dei due propulsori. .... | 95 |
| <b>Figura 5-25:</b> (ACCELERAZIONE) Coppia del motore termico. ....                          | 95 |

|                                                                                                           |    |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| <b>Tabella 1-1:</b> Classificazione ibridi parallelo in base alla posizione della macchina elettrica..... | 8  |
| <b>Tabella 2-1:</b> Configurazioni tipiche di un motore e del suo asse.....                               | 19 |
| <b>Tabella 3-1:</b> Range di coppia e risoluzione in funzione del guadagno. ....                          | 43 |
| <b>Tabella 3-2:</b> Confronto fra NEDC e WTLC. ....                                                       | 44 |
| <b>Tabella 4-1:</b> Input caratterizzanti il test eseguito. ....                                          | 57 |
| <b>Tabella 4-2:</b> Input caratterizzanti il veicolo testato.....                                         | 58 |

|                                       |                 |
|---------------------------------------|-----------------|
| Automatic transmission                | AT              |
| Belt-Integrated Starter Generator     | BSG             |
| Controller area network               | CAN             |
| Charge depleting                      | CD              |
| Carbon dioxide                        | CO <sub>2</sub> |
| Charge sustaining                     | CS              |
| Continuously variable transmission    | CVT             |
| Dual clutch transmission              | DCT             |
| Electric engine                       | EM              |
| Extra-urban driving cycle             | EUDC            |
| Electrical variable transmission      | EVT             |
| Internal combustion engine            | ICE             |
| Hybrid electric vehicle               | HEV             |
| Capacity factor                       | KI              |
| Lock-up clutch                        | LC              |
| Manual transmission                   | MT              |
| New European driving cycle            | NEDC            |
| On-board diagnostic                   | OBD             |
| Optimum operating line                | OOL             |
| Predictive emission monitoring system | PEMS            |
| Plug-in hybrid electric vehicle       | PHEV            |
| Real driving emission                 | RDE             |
| Speed ratio                           | SR              |

## ACRONIMI

---

|                                                     |      |
|-----------------------------------------------------|------|
| Torque converter                                    | TC   |
| Torque ratio                                        | TR   |
| Through the road                                    | TTR  |
| Urban driving cycle                                 | UDC  |
| Worldwide harmonised light-duty vehicles test cycle | WLTC |

# INTRODUZIONE

I temi legati all'inquinamento mondiale, e come diretta conseguenza ai cambiamenti climatici sensibilizzano sempre più l'opinione pubblica, al punto da spingere i governi mondiali ad operare in tal senso.

Esempio importante dell'intervento dei diversi paesi è quanto decretato in seguito alla conferenza sul clima di Parigi 2015. L'obiettivo proposto a seguito di tale evento è una limitazione al riscaldamento globale; a fronte di ciò è stata proposta una diminuzione graduale negli anni di emissioni di anidride carbonica ( $\text{CO}_2$ ) da parte degli autoveicoli, in termini di g/km. Questo composto, pur non essendo un'inquinante, rientra nella famiglia dei gas serra (*greenhouse gas*), le cui elevate concentrazioni nell'aria portano al surriscaldamento del globo. [1]

La rigida tassazione in caso di mancato rispetto dei limiti imposti ha avuto come naturale conseguenza una corsa all'ibridazione e all'elettrificazione.

L'introduzione di una macchina elettrica a bordo di un autoveicolo necessita un nuovo studio a livello di trasmissione, e di tutti gli elementi che concorrono alla propagazione della potenza dal *powertrain* alle ruote. [2]

Lo scopo del lavoro di tesi è la caratterizzazione di un cambio automatico dotato di convertitore di coppia e la modellazione e l'integrazione dello stesso all'interno di un modello veicolo HEV già esistente. Il modello originale è implementato su *Simulink* e riproduce il comportamento di un veicolo con cambio manuale. Per verificare la

corretta realizzazione del modello, quindi per la sua validazione, è stata scelta un'autovettura sulla quale sono stati effettuati diversi test da confrontare con le simulazioni eseguite.

Per motivi legati alla riservatezza dei progetti aziendali, del veicolo in questione ciò che è dato sapere è l'architettura e la tipologia di trasmissione. Nello specifico si parla di un ibrido P2 *Plug-in* con cambio automatico.

Per le stesse ragioni i dati di input, nonché le grandezze adottate per la validazione, quindi sia quelle sperimentali che quelle simulate, sono tutte normalizzate secondo differenti criteri, di volta in volta chiariti durante l'esposizione.

La ripartizione in capitoli assegnata e il loro contenuto è il seguente:

**CAPITOLO 1: VEICOLI IBRIDI.** Presentazione generale dei diversi veicoli ibridi, classificando e descrivendo le principali funzioni di essi.

**CAPITOLO 2: TRASMISSIONI AUTOMOBILISTICHE.** Descrizione generica delle trasmissioni automobilistiche, con particolare attenzione prestata a quelle automatiche e al funzionamento del loro dispositivo di avviamento: il convertitore di coppia.

**CAPITOLO 3: METODO DI INDAGINE.** Introduzione del metodo adottato per l'indagine e caratterizzazione del convertitore di coppia. Nella prima parte è descritta la strumentazione del veicolo e i test eseguiti su di esso, con annessa motivazione delle scelte effettuate. Nella seconda, invece, vi è uno studio delle mappe che descrivono il convertitore di coppia e le sue logiche.

**CAPITOLO 4: MODELLO TRASMISSIONE.** Presentazione del modello *simulink* di partenza e integrazioni apportate, complete di tutti gli elementi introdotti.

**CAPITOLO 5: RISULTATI DELLA SIMULAZIONE.** Confronto fra le prove eseguite sul veicolo sperimentalmente e simulazioni del modello.

# 1 VEICOLI IBRIDI

L'ibridazione elettrica di un veicolo consente l'abbinamento di un propulsore elettrico (EM) ad un classico motore a combustione interna (ICE). Questa scelta permette di sfruttare i vantaggi di entrambe le tipologie di motore, ma anche di crearne di nuove. Ciò che si cerca di sopperire con queste architetture è: emissioni locali e basse efficienze nel caso di determinate condizioni di trazione per i propulsori termici; mentre per i motori elettrici la ridotta autonomia, dovuta principalmente alla scarsa densità di potenza delle batterie e ai loro tempi di ricarica.

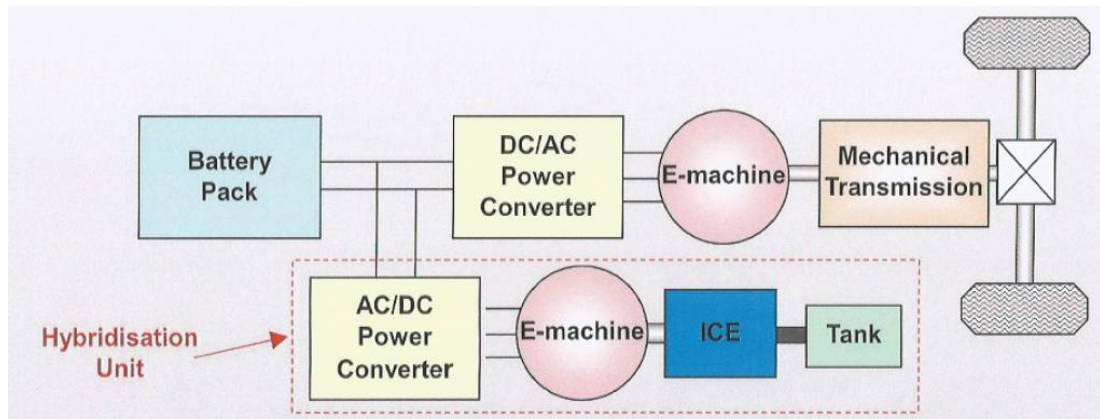
## 1.1 CLASSIFICAZIONE VEICOLI IBRIDI

La principale classificazione per i veicoli ibridi è basata sull'architettura. A partire da questa si distinguono delle sottocategorie in base al grado di ibridazione e alla posizione della macchina elettrica.

Sono tre le principali configurazioni individuabili: Serie, Parallelo e Complesso.

### 1.1.1 Ibridi Serie

In questa configurazione la propulsione è fornita solo dalla macchina elettrica, essendo l'unica connessa direttamente alle ruote. Infatti, quest'architettura è la più vicina a quella di un veicolo puramente elettrico. Uno schema di questa tipologia di ibridi è fornito in *Figura 1-1*. [3]



**Figura 1-1:** Architettura ibridi serie.

Il motore a combustione interna può solo fornire energia meccanica convertita poi in elettrica dal generatore. Tale potenza elettrica può essere utilizzata per alimentare la macchina elettrica di trazione o più semplicemente per ricaricare il *battery pack*. Questo fa emergere il motivo principale per lo sviluppo di questi veicoli, cioè l'assistenza in termini di autonomia. Difatti la ricarica delle batterie può avvenire anche durante il moto, oltre che per mezzo della classica frenata rigenerativa.

Un'altra peculiarità per questa tipologia di ibrido è la possibilità di scomporre la potenza richiesta in una componente fluttuante, fornita dall'EM, e una componente costante, fornita dall'ICE. Così facendo quest'ultimo lavora nelle zone di massimo rendimento in maniera continuativa. Un altro vantaggio che deriva da ciò è il poter dimensionare il motore termico per operare in una fascia di funzionamento ristretta, consentendo così l'eliminazione di una trasmissione a più rapporti e quindi la frizione. Gli aspetti negativi per questa configurazione di ibrido emergono in caso di marcia a velocità elevata e costante, poiché la potenza richiesta alle ruote varia poco nel tempo, quindi vi sono perdite energetiche dovute alla conversione dell'energia passante attraverso il *power converter*. Questo è il motivo per cui gli ibridi serie sono per lo più adottati per *citycar* e mezzi pubblici.

In base al rapporto fra la potenza del motore termico e quella del powertrain elettrico si distinguono diversi gradi di ibridazione, che quindi definiscono una sotto-classificazione dei veicoli ibridi di serie. [4]

#### 1.1.1.1 Classificazione Ibridi serie

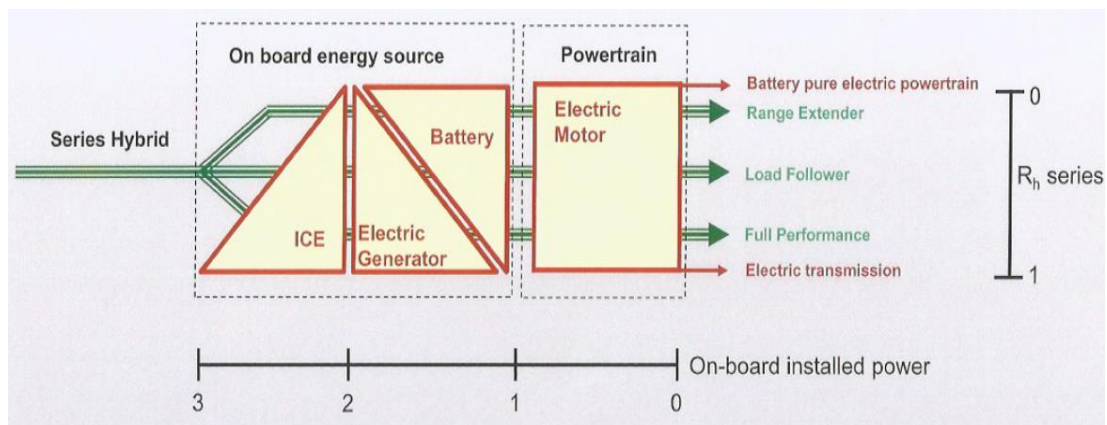
Come già anticipato questa classificazione si basa sul rapporto  $R_h = \frac{P_{ICE}}{P_{E-mot}}$ .

Al crescere delle dimensioni del motore termico si distinguono le seguenti famiglie:

- **RANGE EXTENDER:** è l'attuale tipologia di ibrido serie adottato, in cui il generatore e il motore termico sono relativamente piccoli e utilizzati solo per permettere di incrementare l'autonomia.

- **LOAD FOLLOWER:** in cui il rapporto fra propulsore termico ed elettrico è circa 1:2 ed il motore a combustione interna fornisce potenza in condizioni di velocità massima continua.
- **FULL PERFORMANCE:** è un'architettura che prevede costi elevati, in cui le dimensioni di batteria e motore elettrico sono limitate e l'ICE eroga potenza massima transitoria.

In *Figura 1-2* sono riportate le categorie appena elencate con il corrispettivo rapporto  $R_h$ . [5]



**Figura 1-2:** Classificazione ibridi serie.

### 1.1.2 Ibridi Paralleli

In questa tipologia di ibrido entrambe le macchine (elettrica e termica) sono connesse alle ruote. Il generatore è inutile in quanto l'EM è collegato meccanicamente. Queste architetture sono dotate di grande flessibilità, infatti è consentita sia una trazione ibrida, che puramente elettrica, che puramente termica. Va sottolineato che nel caso di trazione mista si distinguono due casi, uno in cui entrambi i motori generano potenza necessaria alla trazione (*torque boost*) ed uno in cui il motore a combustione interna ricarica il pacco batterie.

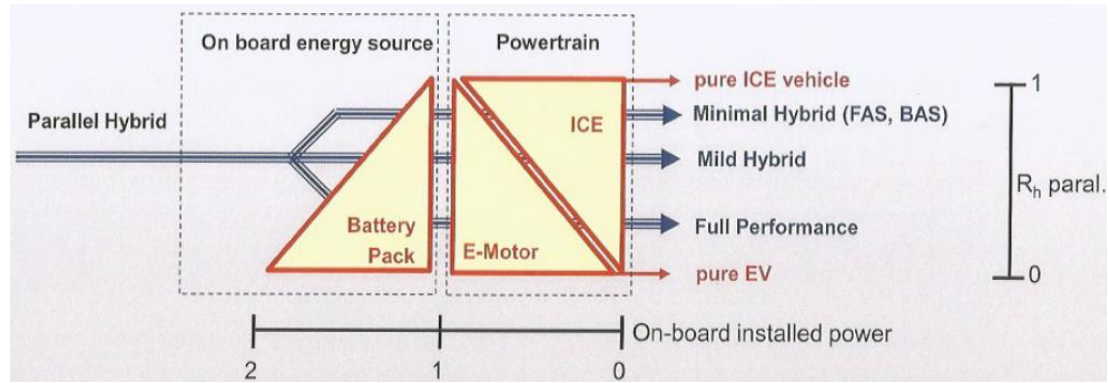
La taglia del motore elettrico può essere contenuta in quanto non serve per fornire la piena potenza. Rispetto la categoria serie non vi sono quei fenomeni di doppia conversione della potenza attraverso inverter e raddrizzatore. Una pecca però di questa tipologia di ibrido è l'impossibilità di scegliere il punto operativo dell'ICE in maniera incondizionata.

Come per gli ibridi serie, anche quelli in parallelo hanno una sotto-classificazione basata sul grado di ibridazione.

### 1.1.2.1 Classificazione in base al grado di ibridazione

La classificazione basata sul grado di ibridazione per questo tipo di architetture è basata sulla dimensione della macchina elettrica ed in particolare sul rapporto

$$R_h = \frac{P_{ICE}}{P_{ICE} + P_{E-mot}} \quad (\text{come riportato in Figura 1-3}). [5]$$

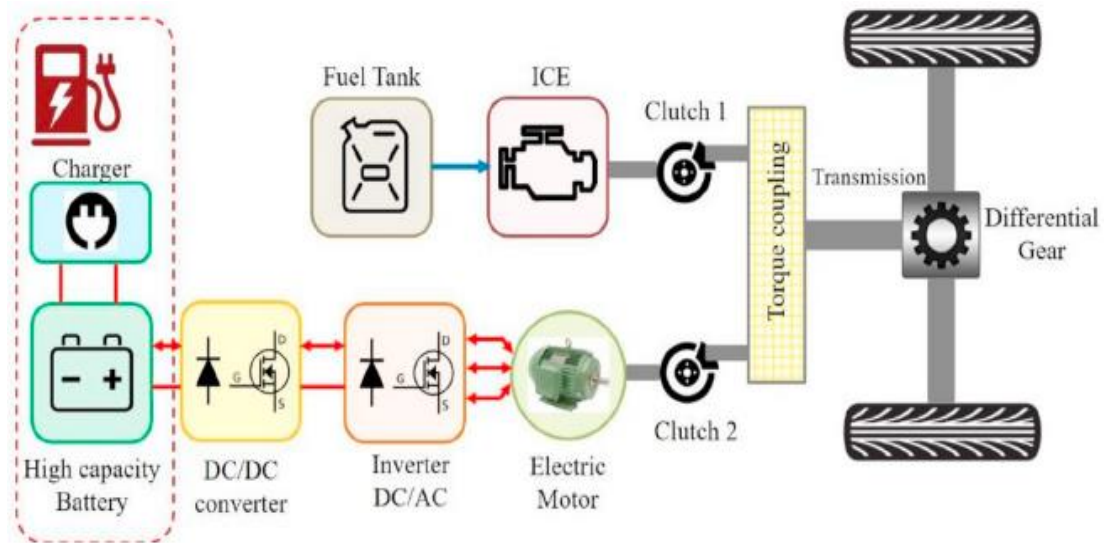


**Figura 1-3:** Classificazione Ibridi Parallelo in base al fattore  $R_h$ .

Ovviamente a potenze della macchina elettrica maggiori corrispondono più funzioni da svolgere e quindi batterie aventi ingombri, pesi e costi elevati, che ovviamente necessitano di una rete a tensione maggiore.

Le diverse categorie per questo tipo di classificazione sono le seguenti:

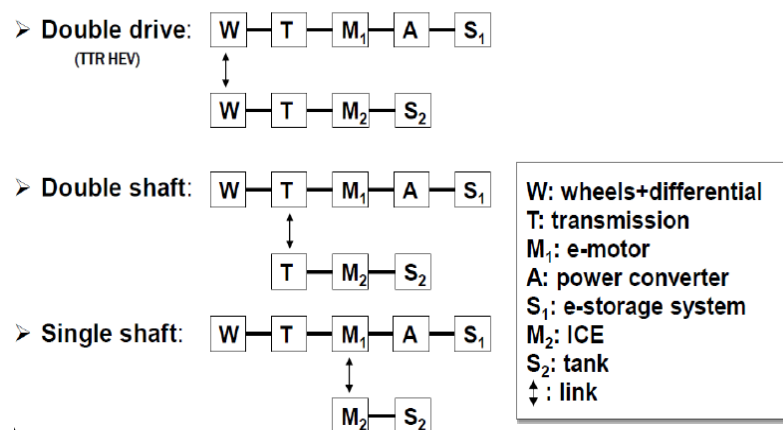
- *Micro Hybrid*: sono veicoli convenzionali a cui è potenziato lo starter da 12V al fine di garantire la funzione di *start&stop*. In genere l'elemento che garantisce questa funzione è un BSG (*Belt starter generator*) con potenza compresa fra 2 e 3kW;
- *Mild Hybrid*: autovetture in cui la macchina elettrica ha una potenza sufficiente per poter assistere quella termica facendo *torque boost*. Questo comporta la necessità di voltaggi superiori (in genere 48V) rispetto quelli di una classica batteria;
- *Full Performance Hybrid*: all'interno di questa categoria vanno distinti in particolar modo i veicoli HEV (*hybrid electric vehicle*) e i PHEV (*Plug-in hybrid electric vehicle*). Entrambi permettono una trazione in puro elettrico, la differenza è nell'autonomia e nei metodi di ricarica. I primi infatti, non azionano l'ICE solo durante le fasi di partenza. I secondi invece, supportano una guida in puro elettrico anche per lunghi tratti a velocità elevate; ma la vera peculiarità è la possibilità di una ricarica esterna attraverso la rete elettrica domestica o le comuni colonnine pubbliche (una schematizzazione di quest'ultima tipologia è fornita in Figura 1-4). [3]



**Figura 1-4:** Configurazione Ibrido Plug-in

### 1.1.2.2 Classificazione in base alla posizione della macchina elettrica

Una seconda classificazione per gli ibridi con architettura parallela è basata sulla connessione meccanica fra i due motori che può avvenire a diversi livelli, come riportato in *Figura 1-5*. [5]



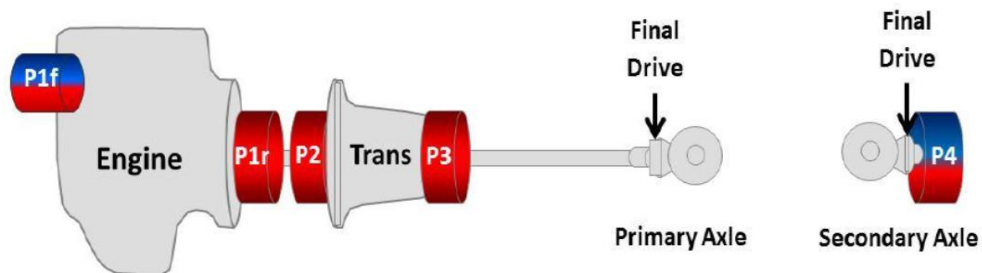
**Figura 1-5:** Classificazione Ibridi Parallelo in base alla connessione meccanica dei propulsori.

- **DOUBLE DRIVE:** la connessione avviene a livello delle ruote, attraverso la strada quindi (TTR through the road);
- **DOUBLE SHAFT:** scelta inutilizzata in quanto richiederebbe un doppio albero e quindi una doppia trasmissione;
- **SINGLE SHAFT:** soluzione a singolo albero in cui il collegamento avviene meccanicamente a livello dei due motori.

Risulta più dettagliata ancora come classificazione quella basata sulla posizione della macchina elettrica, che racchiude quest'ultima e attraverso una semplice sigla la rende più efficace. In *Figura 1-6* e in *Tabella 1-1* è introdotta questa suddivisione sia a livello grafico che teorico. [5]

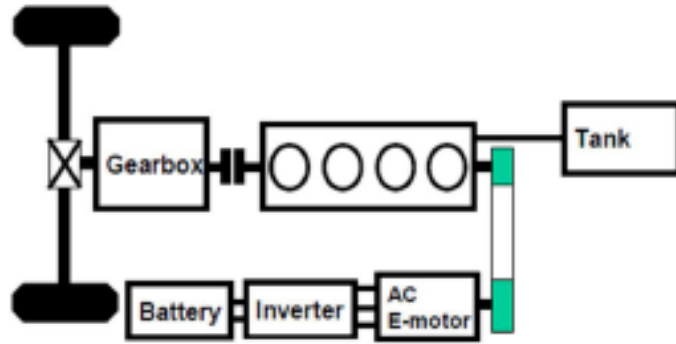
**Tabella 1-1:** Classificazione ibridi parallelo in base alla posizione della macchina elettrica.

|              |     |                                                                    |
|--------------|-----|--------------------------------------------------------------------|
| SINGLE SHAFT | P1f | Macchina elettrica collegata al motore termico lato cinghia        |
|              | P1r | Macchina elettrica collegata al motore termico lato volano         |
|              | P2  | Macchina elettrica collegata sull'albero primario del cambio       |
| DOUBLE SHAFT | P3  | Macchina elettrica collegata tra trasmissione e <i>final drive</i> |
| DOUBLE DRIVE | P4  | Macchina elettrica posta su un asse secondario                     |



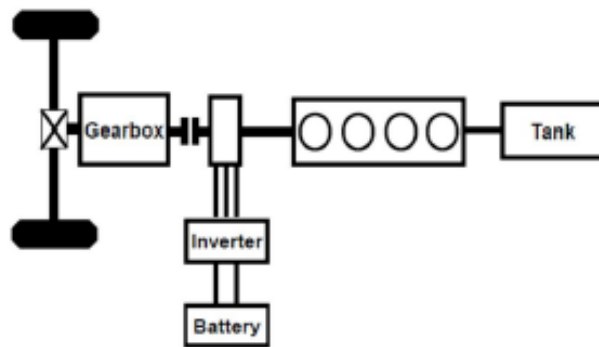
**Figura 1-6:** Classificazione Ibridi Parallelo in base alla posizione della macchina elettrica.

I veicoli P1f, chiamati anche P0, nonostante voltaggi elevati da parte dello *starter*, sono connessi al motore termico attraverso una cinghia, motivo per il quale spesso sono chiamati BSG. Vista la loro architettura (proposta anche in *Figura 1-7*) possono svolgere una marcia in puro elettrico, ma questa funzione non è adottata in quanto sarebbe necessario trascinare il motore termico, con le conseguenti perdite ad esso connesse e ciò risulterebbe poco performante. [5]



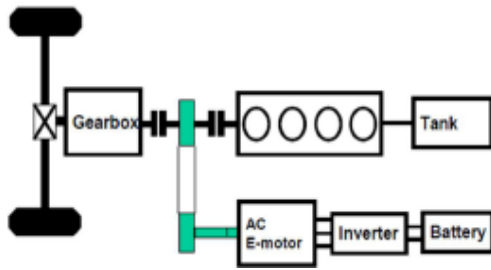
*Figura 1-7: Configurazione ibrido P1f.*

I veicoli P1r, chiamati più semplicemente P1, così come i P0 non presentano una frizione che permette di svincolarsi dal motore termico, risultando quindi poco efficienti in un'ipotetica marcia in puro elettrico e comunque hanno una frenata rigenerativa limitata a causa delle perdite per attrito e per ciclo di pompaggio dell'ICE. La configurazione per questa tipologia di ibridi è fornita in *Figura 1-8*. [5]

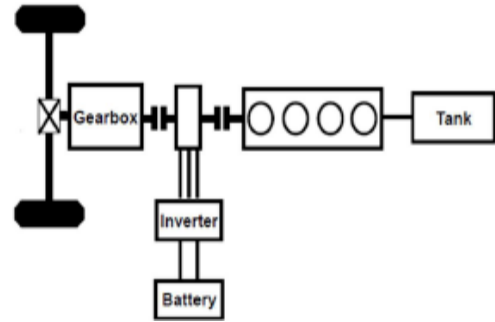


*Figura 1-8: Configurazione ibrido P1r.*

La configurazione di un ibrido P2 permette numerosi vantaggi rispetto le precedenti appena viste. Prima su tutte la presenza di una frizione che permette di “staccare” il solo propulsore termico da quello elettrico e dalla trasmissione. Essa garantisce infatti marce in puro elettrico e frenate rigenerative più efficienti, rispettivamente perché non si trascina l'ICE e non si sente l'influenza delle perdite legate ad esso. In *Figura 1-10* e *Figura 1-9* sono forniti due possibili layout per questa architettura, rispettivamente con motori non coassiali e coassiali. [5]



**Figura 1-10:** Configurazione ibrido P2 non coassiale.



**Figura 1-9:** Configurazione ibrido P2 coassiale.

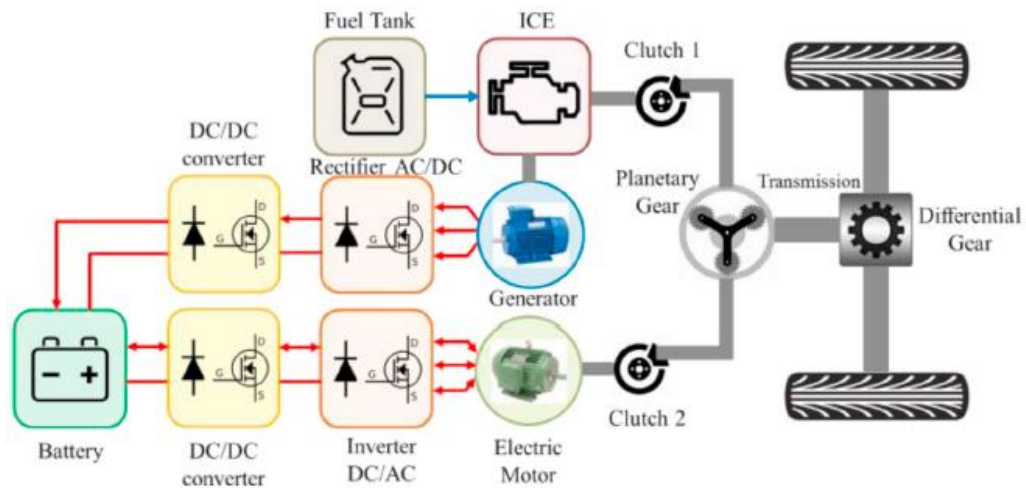
Nell'architettura P3 è possibile scegliere in maniera disgiunta la velocità dei due propulsori. Inoltre, la macchina elettrica essendo posta dopo la trasmissione permette di avere una migliore frenata rigenerativa, poiché non è affetta dalle perdite dovute proprio alla scatola del cambio.

Come già sottolineato in precedenza, la vicinanza dell'EM alle ruote consente di garantire frenate rigenerative sempre più efficienti, visti i minor componenti che possono influire con le loro perdite. In genere ad una scelta di architettura ibrida di tipo P4 si associa una seconda macchina elettrica in posizione P0. Il motivo di questa opzione è basato sul fatto che il motore in posizione P4 non può produrre potenza elettrica se il veicolo è in stazionario.

### 1.1.3 Ibridi Complessi

Col termine ibrido complesso si considerano diversi layout, in quanto assumono questo nome i veicoli ibridi con più di una macchina elettrica che fornisce trazione (come il già citato P0-P4), quelli con più di una fonte di energia e quelle architetture che mischiano le configurazioni serie e parallelo su di un unico *powertrain*.

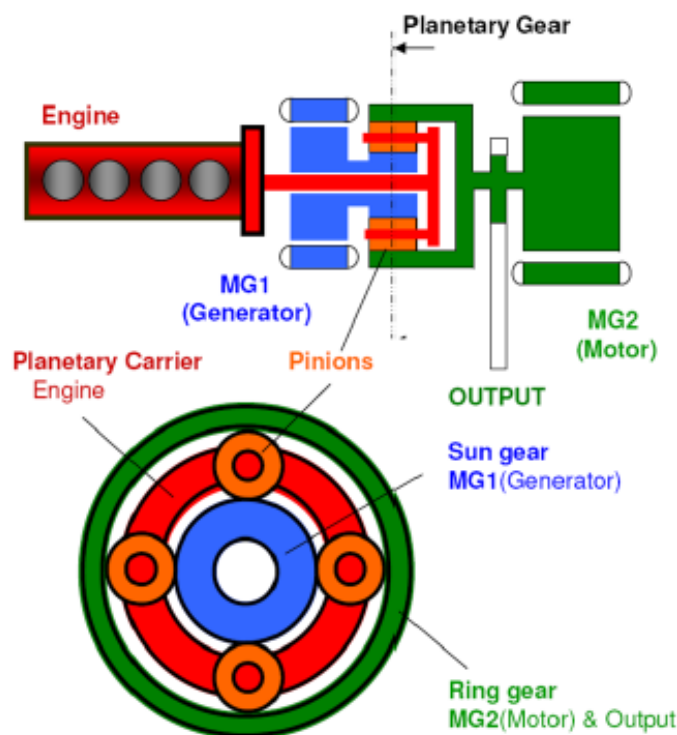
Per quest'ultima tipologia di ibrido complesso ha avuto grande successo l'architettura *power split* di Toyota, proposta in maniera schematica in *Figura 1-11*. [3]



**Figura 1-11:** Architettura Ibrido serie-parallelo.

Questa tipologia di ibrido è dotata di due macchine elettriche (generatore e motore) ed il tutto è basato su un rotismo epicicloidale. Il motore termico è collegato meccanicamente al planetario, il generatore al solare, mentre il motore elettrico sia alla corona che alle ruote. In *Figura 1-12* sono visibili tali collegamenti. [6]

Una scelta di questo tipo si basa sullo sfruttare i vantaggi di entrambe le architetture in base alle diverse circostanze, garantendo così la massima efficienza complessiva, dando precedenza al percorso meccanico diretto dell'energia, in quanto soggetto a minori perdite.

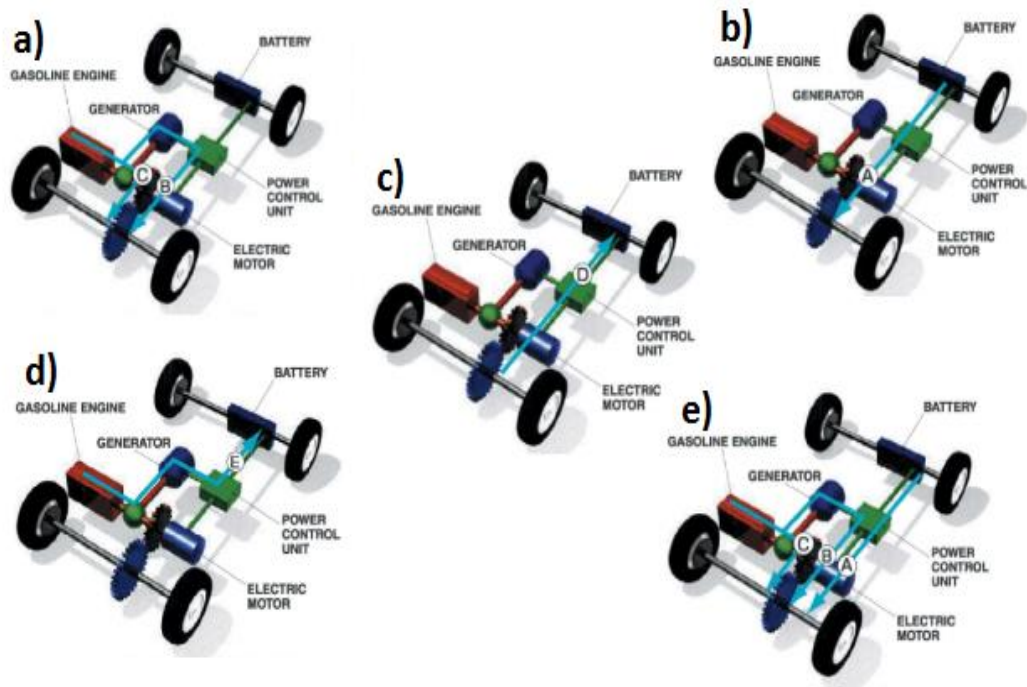


**Figura 1-12:** Collegamenti fra motori e rotismo epicicloidale.

La presenza di una trasmissione elettrica variabile (EVT) permette il passaggio da una logica serie ad una parallela in maniera istantanea, oltre che all'eliminazione del cambio, essendo il rapporto di trasmissione regolato autonomamente.

Le modalità di funzionamento di un ibrido complesso di questa tipologia sono le seguenti (il flusso di potenza per ciascuna modalità è riportato in *Figura 1-13*) [6]:

- *Hybrid mode (Figura 1-13a)*: la coppia richiesta giunge sia dal propulsore termico che da quello elettrico. In particolare, il planetario ripartisce la coppia dell'ICE fra le ruote e il generatore, permettendo a quest'ultimo di alimentare l'EM, preservando lo stato di carica della batteria.
- *Full-electric mode (Figura 1-13b)*: la trazione è fornita solo dal motore elettrico, che genera la sua coppia a partire dalla potenza della batteria, il motore termico è spento. Solitamente questa modalità si ha in caso di avviamento veicolo e marce a velocità medio-basse
- *Deceleration mode (Figura 1-13c)*: come per la modalità in *full-electric*, il motore termico risulta spento. La macchina elettrica invece, funge da generatore e ricarica la batteria attraverso una connessione diretta fra questa e le ruote.
- *Battery recharging (Figura 1-13d)*: il motore a combustione interna attraverso il generatore fornisce energia alla batteria, in modo tale da garantire ad essa una riserva di carica minima.
- *Full acceleration mode (Figura 1-13e)*: la potenza aggiuntiva è fornita dal motore elettrico che in questa modalità sfrutta la potenza in ingresso sia dal generatore che dal pacco batteria.



**Figura 1-13:** Modalità funzionamento ibrido Power-split.

## 1.2 FUNZIONI VEICOLI IBRIDI

Le principali funzioni permesse da un veicolo ibrido sono le seguenti:

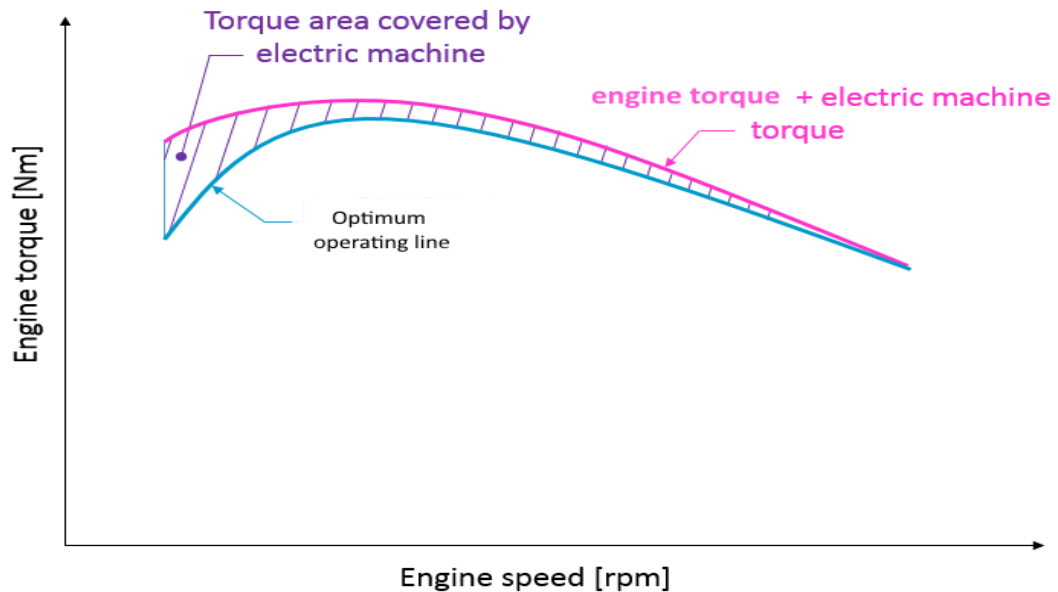
- E - Boost;
- Start & Stop;
- Frenata Rigenerativa;
- Stop in Motion.

### 1.2.1 E-Boost

È una modalità che a sua volta ne comprende altre.

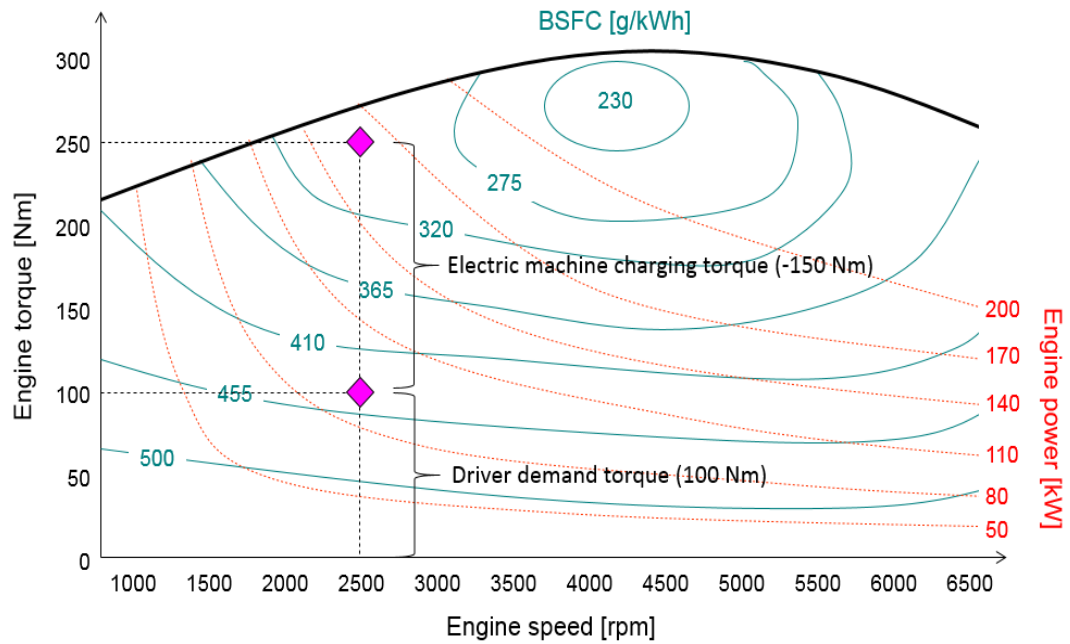
1. *Torque Boost*, cioè un supporto di coppia da parte del motore elettrico al termico, volto a garantire al conducente le esigenze di trazione richieste senza oltrepassare la curva di ottimo (OOL: *optimum operating line*) di un propulsore a combustione interna. Questa funzione può essere garantita per brevi periodi visti i limiti dovuti allo stato di carica della batteria e alle limitazioni termiche

delle macchine elettriche. In *Figura 1-14* sono visibili le curve di coppia dei due motori per questa modalità di funzionamento. [7]



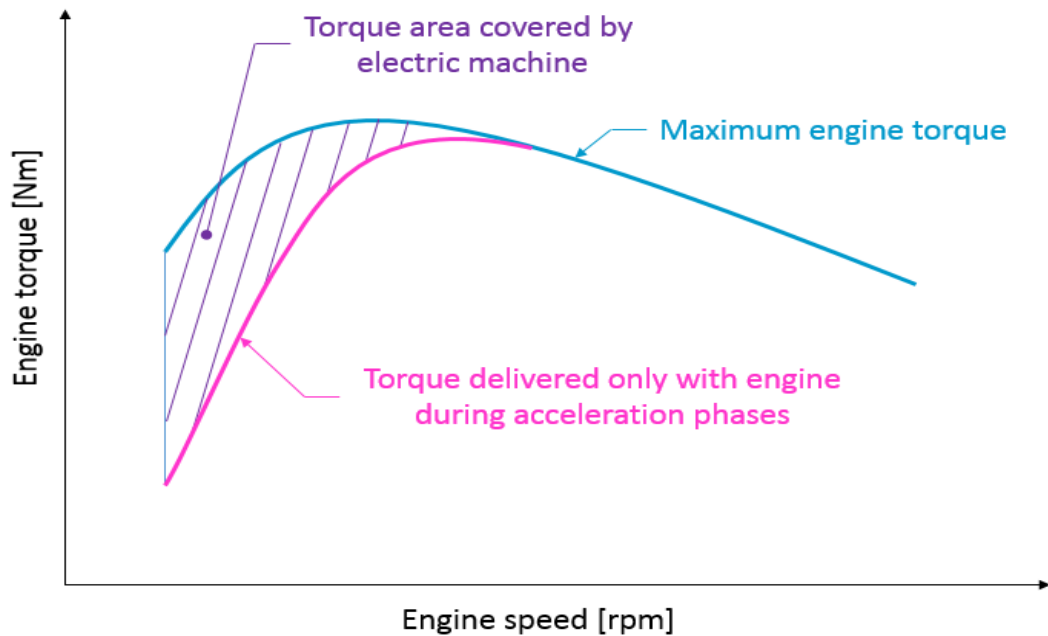
**Figura 1-14: Torque Boost.**

2. Il fenomeno appena descritto avviene qualora la richiesta di coppia da parte del guidatore è elevata, quando invece la potenza richiesta è limitata, come comunemente avviene in una guida urbana, si opera in modo tale da far avvenire la traslazione dei punti operativi dell'ICE non più verso il basso, ma verso l'alto. Sostanzialmente si spinge il motore termico a lavorare il più vicino possibile all'OOL, garantendo coppie negative sul motore elettrico (che funge da generatore). Così facendo il propulsore termico è costretto a erogare coppie maggiori per rispondere alle richieste del conducente e allo stesso tempo ricarica la batteria dell'EM. Questa modalità appena descritta è definita *Load Point Shift*. In *Figura 1-15* si fornisce un esempio di tale funzionamento. Ipotizzando una richiesta di coppia di  $100\text{Nm}$  a  $2500\text{rpm}$ , da parte del guidatore, il motore termico lavorerebbe a rendimenti ridotti. Adottando una coppia di ricarica della macchina elettrica pari a  $-150\text{Nm}$  è possibile spostare il punto operativo del propulsore a combustione interna in una zona prossima alla curva di ottimo. [7]



**Figura 1-15: Load Point Shift.**

- Un altro vantaggio che garantisce l'E-boost è la mitigazione di fenomeni di *turbo lag* attraverso la funzione di *Torque Fill*. Il propulsore elettrico, a differenza del termico, può generare coppie in maniera istantanea, migliorando così la dinamica dell'intero veicolo. Un esempio grafico è fornito in *Figura 1-16*. [7]



**Figura 1-16: Torque Fill.**

### 1.2.2 Start & Stop

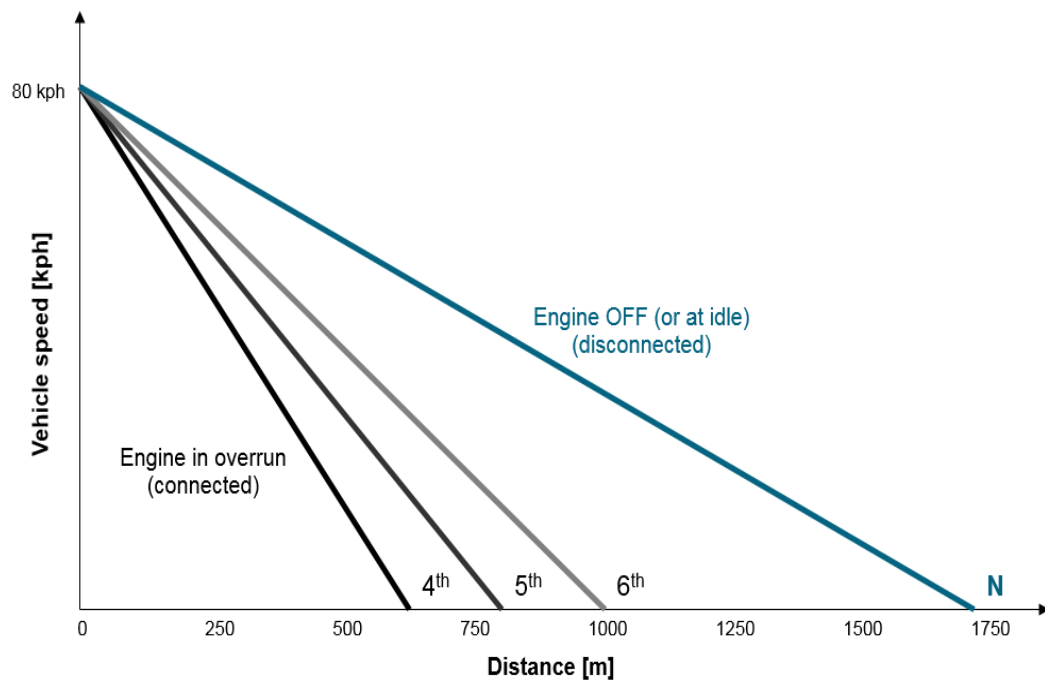
Questa funzione consiste nello spegnimento del motore termico in fase di decelerazione o fermo macchina, nello specifico quando la velocità di rotazione scende al di sotto di quella di minimo. La realizzazione di questa modalità è permessa da un motorino di avviamento, o in alcuni casi da un generatore connesso tramite cinghia direttamente al propulsore termico. Entrambi consentono un riavvio dell'ICE, in particolare il secondo essendo dotato di potenza maggiore è più rapido. Nel caso di azionamento di questa funzione con veicolo in decelerazione il settaggio è basato su una velocità di minimo da raggiungere, in quanto si cerca di garantire al guidatore la possibilità di rilasciare il pedale del freno per riprendere improvvisamente l'accelerazione.

### 1.2.3 Frenata rigenerativa

Durante le fasi di frenata si perde circa un 20% di energia, di cui solo il 2% è costituito dalle *braking losses*. La frenata rigenerativa permette di recuperare questa quota parte di energia, catturando l'energia cinetica delle ruote durante le decelerazioni e trasformandola in potenza meccanica, che altrimenti sarebbe dissipata. Questo fenomeno è consentito dalla capacità di reversibilità di una macchina elettrica, ossia di funzionare sia da generatore che da motore. Infatti, nel primo dei due funzionamenti la generazione di una coppia inversa sull'albero motore permette appunto di recuperare energia e quindi caricare la batteria. Ovviamente il processo appena descritto è limitato dalla capacità della batteria e dalla temperatura massima sostenibile dall'inverter. [5]

### 1.2.4 Stop in motion

Chiamato anche *Coasting* o *Sailing*, questa modalità si basa sul disconnettere attraverso una frizione, comandata elettricamente, il motore a combustione interna dalla trasmissione. In particolare, si attiva sempre in fase di decelerazione senza l'adozione di pressione sul pedale del freno e si può distinguere in *Idle Coasting* (nel caso il motore venga comunque fatto girare al minimo) e in *Off Coasting* (nel caso l'ICE venga del tutto spento). Ciò che avviene così facendo è che seppur le ruote, vista la loro inerzia, ruotano a velocità sostenute, non riescono a guidare il sistema *powertrain* a velocità più elevate. In questa modalità inoltre è possibile garantire anche maggiore copertura in termini di distanza, questo perché scollegando il motore dalla trasmissione viene meno la resistenza che esso applica, dovuta alla sua inerzia. Il tutto è chiarito in *Figura 1-17*. [7]



**Figura 1-17:** Distanza coperta durante una fase di Coasting.

## 2 TRASMISSIONI AUTOMOBILISTICHE

La trasmissione di un veicolo è l'organo che permette di adattare la coppia motrice disponibile a quelle che sono le richieste del guidatore in relazione alle condizioni della strada e del veicolo. Il ruolo delle trasmissioni è garantire ottime prestazioni in termini di guida, confort di marcia e sicurezza, ma anche consumi ridotti.

La trazione di un veicolo può essere anteriore, posteriore o integrale. La posizione del motore e dell'asse dell'albero motore ha un importante influenza su questo. Il primo può essere posto anteriormente, centralmente o posteriormente; mentre l'asse può essere parallelo o perpendicolare alla direzione di marcia.

Se il propulsore è posto nella parte posteriore del veicolo, la trazione non potrà essere anteriore, ma solo integrale o posteriore. Al contrario se il motore è posto nella parte anteriore invece, si può avere qualunque tipologia di trazione.

La *Tabella 2-1* offre un riepilogo di quelle che sono le configurazioni tipiche per il posizionamento del motopropulsore e del suo asse. [8]

**Tabella 2-1:** Configurazioni tipiche di un motore e del suo asse.

| ICE installation |       | Driven axle              |                          |
|------------------|-------|--------------------------|--------------------------|
|                  |       | FWD                      | RWD                      |
| East–West        | Front | Transaxle (transverse)   |                          |
|                  | Rear  |                          | Transaxle (transverse)   |
| North–South      | Front | Transaxle (longitudinal) | Inline                   |
|                  | Rear  |                          | Transaxle (longitudinal) |

In genere le trasmissioni in linea hanno il blocco *powertrain* installato dietro o sopra l'assale anteriore, inoltre esse usualmente sono imbullonate al blocco motore.

Il motore disposto centralmente in genere si presenta con una configurazione nord-sud, con posizionamento antecedente all'asse posteriore. Le trasmissioni sono anche in questo caso imbullonate al blocco motore e combinate col differenziale.

La scelta di separare il cambio dal propulsore, combinandolo al differenziale e ponendolo sulle ruote motrici ha come scopo una migliore distribuzione dei pesi e una maggiore leggerezza dell'albero. Il nome di questa particolare configurazione di trasmissione è *Transaxle*.

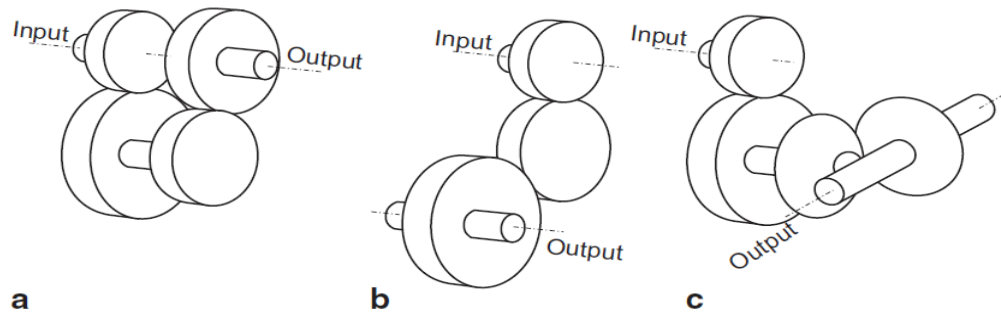
Il massimo sviluppo del *transaxle* si è osservato nelle configurazioni est-ovest, che sono quelle aventi albero motore e alberi di trasmissione perpendicolari al senso di marcia. [8]

## 2.1 COMPONENTI DI UNA TRASMISSIONE

Indipendentemente dalla tipologia, i principali organi che compongono una trasmissione sono gli stessi:

- *Alberi*. Lungo essi sono posti ingranaggi e sincronizzatori. Spesso è preferito l'utilizzo di alberi cavi, in modo tale da ridurre lo sforzo, il peso e lo spazio di installazione. Come visto in precedenza, l'orientamento di un albero è una naturale conseguenza del posizionamento del motore. Ad esempio, le trasmissioni in linea, che sono le più diffuse, hanno gli alberi di ingresso e uscita opposti, ma sullo stesso asse (*Figura 2-1a*). Un propulsore in posizione est-ovest, comporta una disposizione degli alberi di input e output su assi diversi (*Figura 2-1b*). Un motore montato longitudinalmente, richiede a sua volta un transaxle longitudinale, queste trasmissioni necessitano ingranaggi

conici, in modo da permettere di avere asse di ingresso e uscita perpendicolare (*Figura 2-1c*). [9]



**Figura 2-1:** Diverse architetture degli alberi di una trasmissione.

- *Cuscinetti*. Sono utilizzati per fornire supporto agli alberi, ma anche alle forcelle e alle aste del cambio. La scelta di questi elementi è basata su un'elevata rigidità ed un basso attrito, caratteristiche che assicurano un posizionamento preciso.
- *Alloggiamento*. Quest'elemento offre un supporto agli alberi e al sistema di cambio. Usualmente è imbullonato al motore e presenta delle guide che impediscono al lubrificante interno la fuoriuscita. A queste guide si aggiunge anche uno sfiatatoio per bilanciare la pressione interna con quella dell'ambiente.
- *Guarnizioni*. Contribuiscono alla tenuta del lubrificante, andando a sigillare le zone dell'alloggiamento che presentano aperture (come il punto di ingresso e/o uscita degli alberi).
- *Dispositivo di avviamento*. Permette la trasmissione di coppia fra l'albero a gomiti del propulsore e l'albero di ingresso del cambio. Tale funzione in un veicolo dotato di cambio manuale è ottenuta grazie ad un innesto a frizione a comando meccanico; nei veicoli con cambio automatico la frizione è sostituita da un convertitore di coppia dotato di *lock-up clutch*.
- *Cambio*. È l'elemento dedicato alla variazione dei rapporti di marcia. Lo scopo di tale elemento è assicurare una velocità di rotazione del *powertrain* compresa fra valori limite, tali per cui potenza e coppia da esso erogate siano ottimali.
- *Riduttori*. Sono dei cambi veri e propri che vengono connessi al cambio principale per aumentarne il numero di rapporti.
- *Differenziale*. Costituisce l'ultimo elemento di riduzione della velocità angolare, che peraltro permette anche una ripartizione della coppia fra le ruote motrici.

- *Ripartitori*. Sono rotismi che consentono di ripartire sugli assali la potenza in uscita dal cambio (ovviamente sono presenti solo su veicoli a trazione integrale).

## 2.2 CLASSIFICAZIONI DELLE TRASMISSIONI

Esistono due macroaree di cambi automobilistici:

1. Discreti, quelli aventi rapporti di trasmissione a gradini;
2. Continui, quelli con rapporto di trasmissione variabile continuo (CVT).

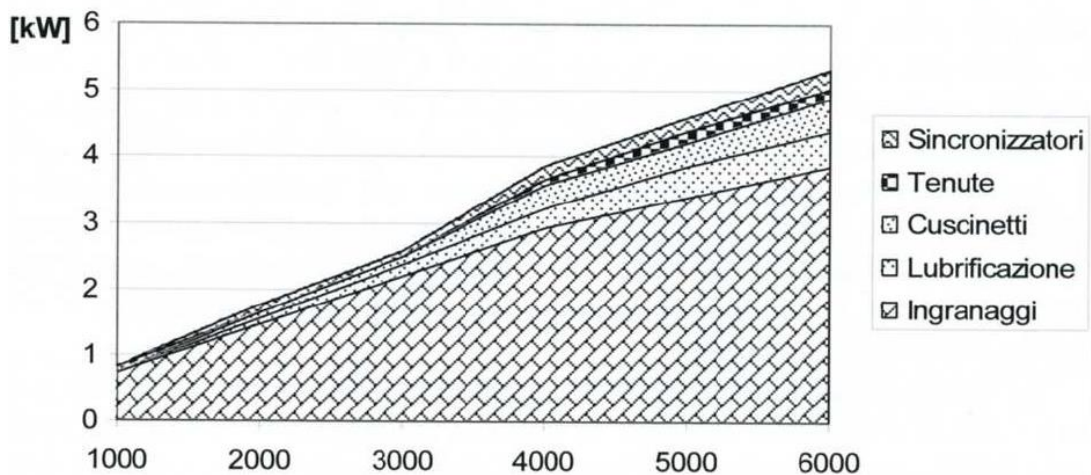
I primi hanno un numero finito di marce e a loro volta possono essere classificati in base al modo in cui viene azionato l'innesto (manuale MT, semiautomatico, e automatico AT). I secondi, invece, hanno un'automazione completa del processo di cambio.

### 2.2.1 Trasmissioni manuali

Le trasmissioni manuali sono le più diffuse a livello mondiale, dato il loro basso costo e l'elevata efficienza. Fra le diverse tipologie di cambio, quella manuale è certamente la migliore in termini di rendimento (oltre il 95%). Le principali perdite sono tutte funzione della velocità di rotazione del motore e della marcia inserita e sono date da:

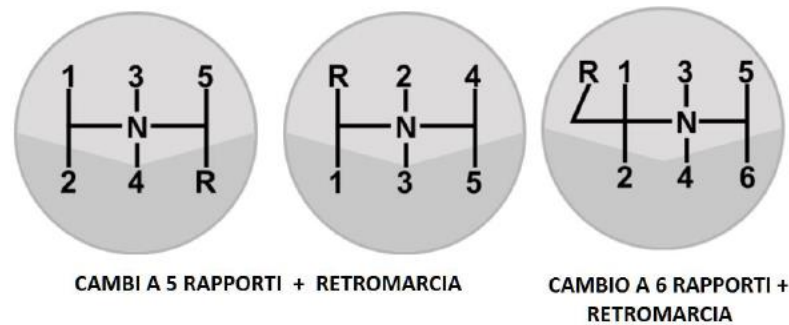
1. Ingranamento, in particolare dall'attrito fra i denti in contatto;
2. Cuscinetti, area di contatto fra i corpi volventi degli stessi, causata dal loro schiacciamento;
3. Strisciamento delle tenute degli organi rotanti sugli alberi;
4. Pompa di lubrificazione, la quale assorbe potenza per il suo funzionamento.

In *Figura 2-2* è fornito un piano quotato in cui si evidenziano i contributi dei diversi fattori di perdita in funzione della velocità. [10]



*Figura 2-2: Perdite di una trasmissione manuale.*

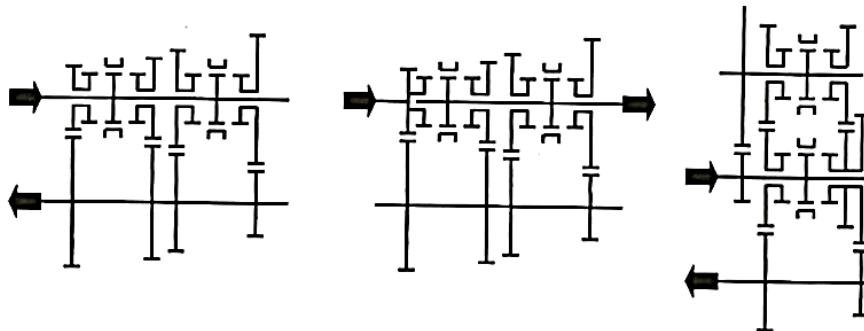
Nei cambi manuali il processo di selezione della marcia avviene per mezzo di apertura e chiusura di una frizione e selezione attraverso una leva. La frizione è azionata dal guidatore attraverso la pressione su un pedale; mentre la marcia è inserita attraverso la corsa del pomello della leva sul piano di selezione, nella direzione della marcia voluta. Con piano di selezione si indica quel piano ideale sul quale deve muoversi il pomello del cambio. In *Figura 2-3* sono riportate una serie di rappresentazioni di tale piano. [10]



**Figura 2-3:** Esempi di piani di selezione di veicoli dotati di cambio manuale.

Per motivi legati alla rumorosità e all'usura usualmente i cambi automobilistici sono realizzati con ingranaggi cilindrici a denti elicoidali, dove ogni marcia è dotata di innesti sincronizzati. Questo significa che le ruote dentate sono sempre ingranate, e non è necessario attendere il momento opportuno, in cui gli ingranaggi ruotano alla giusta velocità, per inserire la marcia. Nei veicoli più vecchi, o comunque in quelli moderni durante l'innesto della retromarcia, la mancanza del sincronizzatore comporta quella classica sensazione di "grattata".

Le principali configurazioni dei cambi MT automobilistici sono schematizzate in *Figura 2-4*. L'esempio fornito fa riferimento ad un cambio a 4 rapporti, ormai non più adottato. Sono molto più comuni, infatti, i cambi a 5 e 6 marce. Ciò è stato una naturale conseguenza della crescita delle potenze installate a bordo e della maggior attenzione riservata ai consumi. [10]



**Figura 2-4:** Diverse configurazioni cambi manuali.

In genere i cambi a singolo salto (o a cascata) sono impiegati per veicoli con motore e trazione posteriore oppure entrambi anteriori. In queste configurazioni il differenziale è integrato con il cambio, che quindi assume il nome di trasmissione.

I cambi a due salti (o a contralbero) sono generalmente adottati in veicoli con motore in posizione anteriore longitudinale e con trazione posteriore. Nei rari casi in cui il cambio è montato posteriormente il differenziale è integrato nel cambio, per motivi legati alla distribuzione dei pesi; al contrario nell'architettura comune esso è connesso al cambio attraverso un albero di trasmissione.

I cambi a più salti (o a doppio contralbero) sono utilizzati nelle autovetture con trazione anteriore e motore trasversale, per sopperire ai limiti di ingombro dovuti a ingranaggi con larghezza elevata o numero totale di rapporti elevato. Il vantaggio dato dalla dimensione ridotta è pagato in termini di rendimento, che risulterà ovviamente ridotto a causa del maggiore numero di ruote in presa.

Meritano un minimo di attenzione i cambi manuali sequenziali, questi hanno tutte le caratteristiche di un cambio automatico, il solo elemento di distinzione è la possibilità di ingranare la sola marcia precedente o seguente a quella innestata. La leva del cambio in genere è sostituita da due palette poste dietro il volante; quando è presente, invece, si può muovere solo lungo un asse, andando avanti o indietro rispettivamente per ingranare o scalare la marcia.

### **2.2.2 Trasmissioni semiautomatiche**

Col termine di trasmissione semiautomatica si intende l'automazione di almeno una delle due operazioni che avvengono durante il cambio marcia, quindi ad essere automatica può essere o l'innesto della frizione o/e il cambio del rapporto di trasmissione. Nella categoria rientrano sia i cambi semiautomatici che quelli automatizzati. I primi non sono più adottati sulle autovetture, l'unico automatismo presente su essi è l'attuazione della frizione, ma non il cambio del rapporto di trasmissione, la sua scelta infatti è comunque riservata al conducente. I secondi invece, si differenziano, in quanto il sistema più evoluto permette tutte le funzioni di automazione.

Nei cambi automatizzati la frizione è azionata elettronicamente, così da garantire un'ottimizzazione dell'operazione di cambio. Come i cambi manuali sequenziali, anche questi, in genere, hanno un comando per la scelta della marcia costituito da due palette dietro il volante (*paddles*) o una leva con movimento monoassiale. Le tipologie principali viste nel settore *automotive* per questa categoria di trasmissione sono: Cambi robotizzati e *Dual-Clutch* (DCT). [9]

### 2.2.2.1 Cambi robotizzati

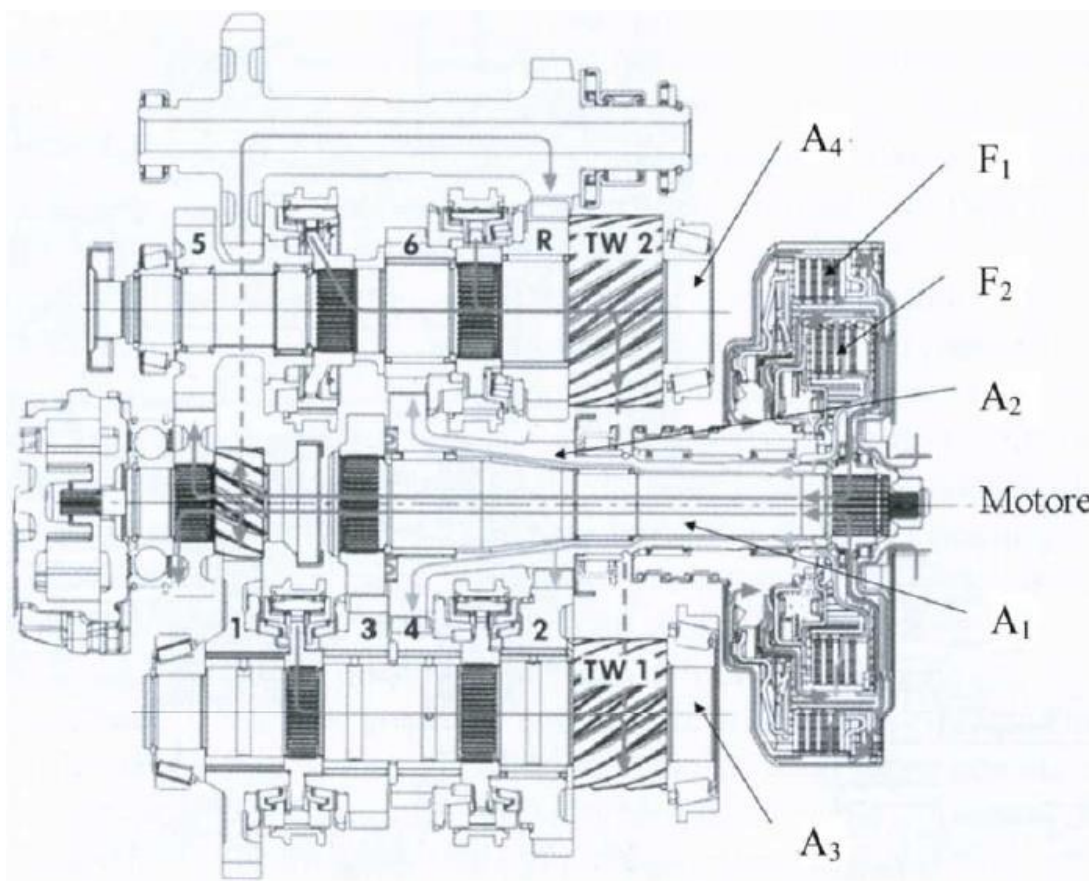
Sono cambi manuali classici in cui l'innesto della marcia e il controllo della frizione avviene tramite attuatori elettroidraulici comandati dalla centralina. Possono funzionare sia in modalità completamente automatica che in modalità manuale. Il vantaggio di questa categoria è il rendimento elevato, dato dal fatto che comunque sono ricavati da cambi manuali.

### 2.2.2.2 Cambi dual-clutch

Conosciuti anche come cambi a doppia frizione, risultano essere una combinazione fra cambi manuali e automatici. I loro principali vantaggi sono:

- Cambio marcia senza interruzione di coppia (*power-shift*);
- Efficienza paragonabile a quella di trasmissioni manuali (nonostante la capacità di *power-shift*, infatti la mancanza di un convertitore di coppia assicura efficienze maggiori, in quanto vengono meno le perdite dovute ad esso);
- Guida dinamica senza cambio manuale;
- Flessibilità del rapporto di trasmissione individuale;
- Riutilizzo di attrezzature e catene di approvvigionamento adottate per cambi manuali.

Il funzionamento di questa tipologia di trasmissione è basato, come si intuisce dal nome stesso, dall'utilizzo di due frizioni, che permettono alternativamente la rotazione di due alberi coassiali. Uno è dedicato alle marce dispari ed uno alle pari. Per rendere più comprensibile la spiegazione del funzionamento di questo cambio si prendono come riferimento gli elementi indicati in *Figura 2-5*. [8]



**Figura 2-5:** Sezione di una trasmissione dual-clutch.

Se è ingranata una marcia dispari, la frizione F1 sarà aperta, mentre la F2 sarà chiusa. Se si innesta il manicotto della marcia successiva, l'albero connesso ad esso si pone in rotazione senza trasmettere coppia. In questa fase si può attuare l'innesto della frizione F1 e il disinnesto della F2, ottenendo una variazione del rapporto di trasmissione *power-shift*. Per questa tipologia di cambio non è possibile effettuare salti di rapporto, quindi si può utilizzare solo in modo sequenziale.

### 2.2.3 Trasmissioni automatiche

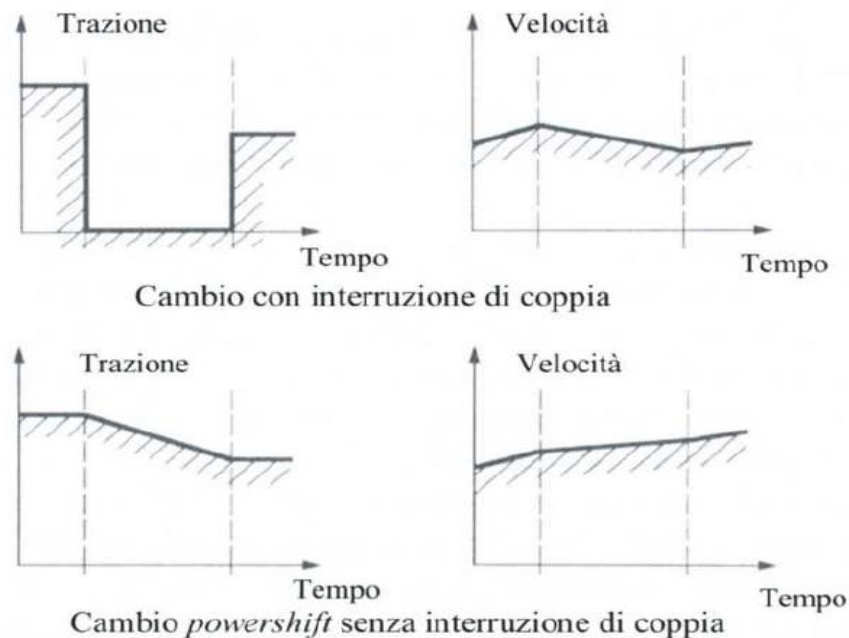
Il funzionamento di base per questa tipologia di trasmissione è lo stesso, al di là del tipo di rapporto (discreto o continuo). Le operazioni di scelta della marcia e di azionamento del dispositivo di avviamento, che consentono di erogare coppia anche a velocità nulle, sono del tutto automatiche; e nel caso di un rapporto a gradino solitamente è possibile anche operare in modalità semiautomatica, lasciando quindi al guidatore la scelta del rapporto da inserire.

A seconda della modalità con cui avviene il cambio della marcia, si possono distinguere due tipologie di trasmissioni diverse, quelle con interruzione di potenza e quelle senza. Le prime, che in termini di confort risultano essere le peggiori, sono le

più obsolete. In esse la potenza si annulla durante la manovra di cambio, e quindi si risente di un rallentamento veicolo tanto maggiore, quanto più lenta è la manovra.

Lo stesso fenomeno non si manifesta nel caso di *power-shift*, in quanto il *jerk* è minimizzato. La potenza si riduce, senza però annullarsi, e quindi si riesce a continuare l'operazione di accelerazione del veicolo. Per ottenere questo risultato, nei cambi a rapporti discreti deve esserci una sovrapposizione fra innesto della nuova marcia e disinnesto di quella precedente. Rinunciando alla sincronizzazione si ha un vantaggio notevole in termini di confort, questo però è a discapito di un maggiore dispendio energetico, e quindi i rendimenti per queste tipologie di trasmissioni risulteranno minori se confrontati con quelli di un cambio manuale.

In *Figura 2-6* sono riportati gli andamenti di potenza e velocità per le due tipologie di cambio appena descritte. [10]



**Figura 2-6:** Curva di potenza e di velocità durante un'operazione di cambio marcia in trasmissioni automatiche.

Gli altri vantaggi legati a questo tipo di trasmissione sono:

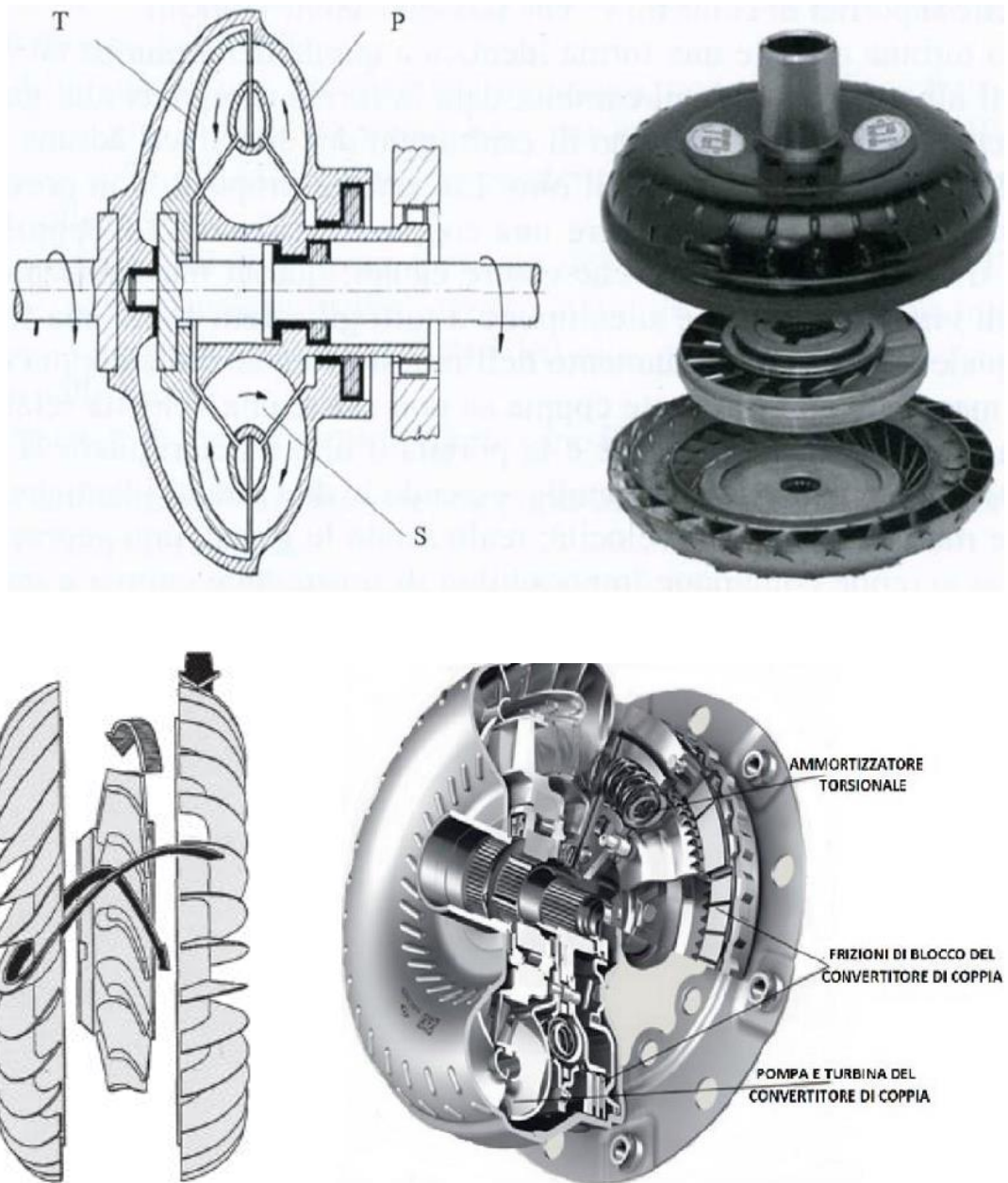
- Assenza di parti sottoposte ad usura;
- Elevata capacità di smorzamento delle vibrazioni torsionali;
- Assenza di stallo motore, nel caso di coppia resistente eccessiva.

Per quel che riguarda gli svantaggi, ai bassi rendimenti, dovuti alla mancata sovrapposizione descritta in precedenza si può aggiungere la complessità dell'architettura del sistema.

### 2.2.3.1 Convertitore di coppia

Nelle trasmissioni automatiche, la comune frizione, comandata tramite il pedale dal guidatore, è sostituita da un convertitore di coppia (TC), gestito elettronicamente dalla centralina.

In termini strutturali il convertitore di coppia è costituito da tre elementi: pompa, turbina e statore, indicati rispettivamente con le lettere P, T ed S in *Figura 2-7*. [8]



*Figura 2-7: Schema di un convertitore di coppia*

Il sistema motopropulsore è direttamente connesso alla pompa, essa ha le giranti di dimensione radiale simile a quelle della turbina e affacciate contro quelle di quest'ultima. Così facendo fra queste pale si viene a definire un circuito idraulico entro

il quale fluisce un olio. La pompa posta in rotazione dal motore, trasmette energia cinetica all'olio, esso tende verso l'esterno a causa della forza centrifuga, e attraversa in maniera centripeta la turbina, che a sua volta assorbe l'energia. Quindi l'olio è accelerato dalla palettatura della pompa (che converte l'energia meccanica in cinetica idraulica) e rallentato da quella della turbina (che riconverte l'energia cinetica idraulica in meccanica). In questo modo si genera una coppia motrice in uscita dal convertitore. Questa coppia è quella in ingresso al cambio, essendo la turbina a sua volta connessa a quell'albero.

Il valore della coppia risultante da questo tipo di conversione, quindi quello in uscita dal TC, è descritto dall'equazione di Eulero:

$$C = \dot{m} \Delta(r_i c_u) \quad (2.1)$$

Dove:

- $\dot{m}$  è la portata di olio;
- $r_i$  corrisponde al raggio del componente  $i$  (pompa o turbina);
- $c_u$  è la velocità assoluta del componente a cui fa riferimento il raggio  $i$ .

Ciò che emerge dalla relazione appena riportata è una necessità di scorrimento fra pompa e turbina, poiché se non vi fosse una velocità relativa fra le due, il sistema non funzionerebbe, vista la mancanza di cessione di energia cinetica. [9]

Lo statore, terzo elemento palettato che completa la struttura del convertitore di coppia, ha l'importante ruolo di distinguere quest'organo dal giunto idraulico.

La massima coppia trasmissibile in un giunto idraulico, così come nel convertitore di coppia, è funzione di un coefficiente prestazionale  $\lambda$  secondo la relazione:

$$C_{pompa} = \lambda \rho D^5 \omega_{pompa}^2 \quad (2.2)$$

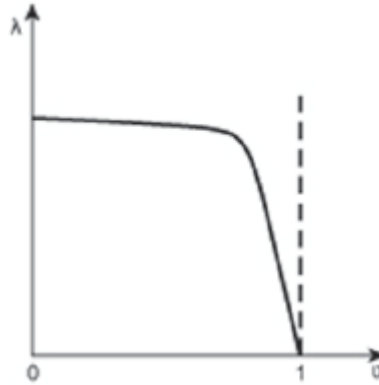
Dove:

- $\rho$  è la densità dell'olio
- $D$  è il diametro della girante della pompa
- $\omega$  è la velocità di rotazione della girante

Il coefficiente prestazionale a sua volta dipende dal rapporto delle velocità di ingresso e uscita del TC. Questo rapporto è una delle grandezze caratteristiche di entrambe le macchine e si definisce come di seguito:

$$v = SR = \frac{\omega_{turbina}}{\omega_{pompa}} \quad (2.3)$$

La caratteristica del coefficiente prestazionale di un giunto idraulico, introdotto precedentemente è riportato in *Figura 2-8*. [10]



**Figura 2-8:** Caratteristica coefficiente prestazionale in un giunto idraulico.

Quello che emerge da quest'andamento è che per valori di  $v$  tendenti all'unità, la coppia trasmissibile decresce notevolmente. Ciò avviene in quanto la coppia è funzione della portata, la quale è generata dalla differenza di velocità.

Il rapporto delle velocità fra input e output, inoltre, impatta notevolmente anche sulle principali perdite a cui sono soggette le due macchine, accentuandole al suo crescere.

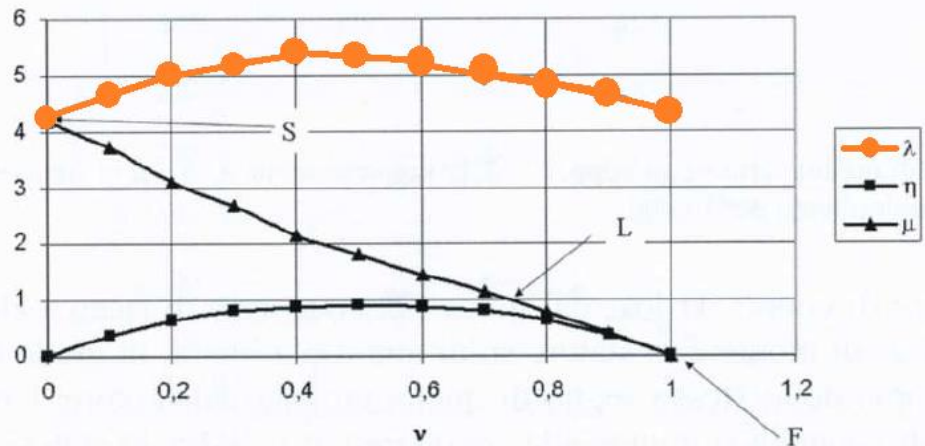
Le perdite a cui si fa riferimento sono:

- Perdite di spazio, cioè passaggio del flusso fuori dagli anelli delle giranti;
- Perdite di impatto, che sono dovute alla differenza di direzione del flusso delle pale;
- Perdite per attrito del flusso;
- Perdite di turbolenza;
- Perdite di riflusso.

Come già anticipato, la distinzione fra giunto idraulico e convertitore di coppia è il risultato dell'introduzione dello statore. Esso è collegato mediante un albero tubolare ad un elemento fisso, coassiale con la turbina. In un giunto idraulico non essendoci alcun elemento che assorbe il delta di coppia, non vi è una differenza fra pompa e turbina, le quali avranno un rapporto di coppia sempre costante.

Nel convertitore di coppia, invece, se la coppia in ingresso è minore di quella in uscita, per bilanciare l'equilibrio, lo statore genera una coppia concorde a quella della pompa. Questo significa che quest'organo, opera moltiplicando questa grandezza.

Nel caso in cui invece ci si ritrova nella situazione contraria, in cui è la pompa ad avere la coppia maggiore, lo statore genera una coppia concorde alla turbina, impattando negativamente e quindi riducendo la coppia da ingresso ad uscita. Questo comportamento impatta notevolmente sulla caratteristica del coefficiente  $\lambda$ , che per un convertitore di coppia ha l'andamento riportato in *Figura 2-9*. [10]



**Figura 2-9:** Caratteristica coefficiente prestazionale in un convertitore di coppia.

Le curve indicate con  $\mu$  e  $\eta$  sono le altre due grandezze caratteristiche del convertitore di coppia. Esse rappresentano rispettivamente il rapporto fra le coppie e quello fra le potenze, come indicato di seguito:

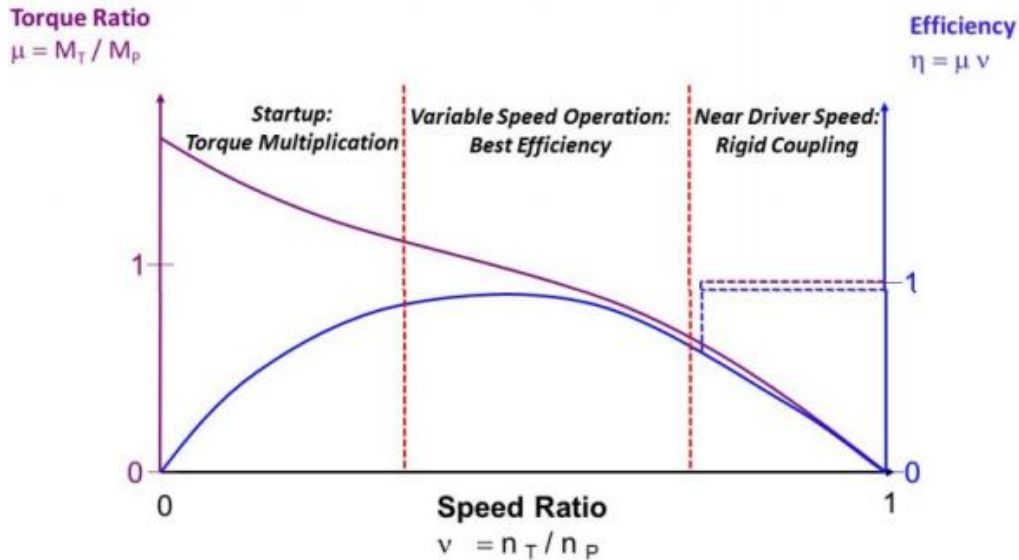
$$\mu = TR = \frac{C_{turbina}}{C_{pompa}} \quad (2.4)$$

$$\eta = \frac{P_{turbina}}{P_{pompa}} = \frac{C_{turbina}}{C_{pompa}} \frac{\omega_{turbina}}{\omega_{pompa}} = \mu v \quad (2.5)$$

Come evidenziato dal loro andamento, una volta che il rapporto delle coppie scende al di sotto dell'unità, e quindi la coppia dello statore non conferisce più quell'incremento fra ingresso ed uscita, il rapporto delle potenze si riduce. È proprio in questo frangente (in figura indicato con la lettera L) che interviene la *Lock-up clutch*. Questa frizione unidirezionale permette una completa giunzione fra pompa e turbina, rendendole solidali fra loro. Ciò significa che coppie e velocità di rotazione risulteranno

perfettamente identiche. In sostanza il convertitore di coppia diviene un giunto idraulico a tutti gli effetti.

La combinazione di un convertitore di coppia con la frizione di *lock-up* ha come risultato una nuova caratteristica per le curve indicanti il rapporto di coppia e potenza. Essa è riportata in *Figura 2-10*.



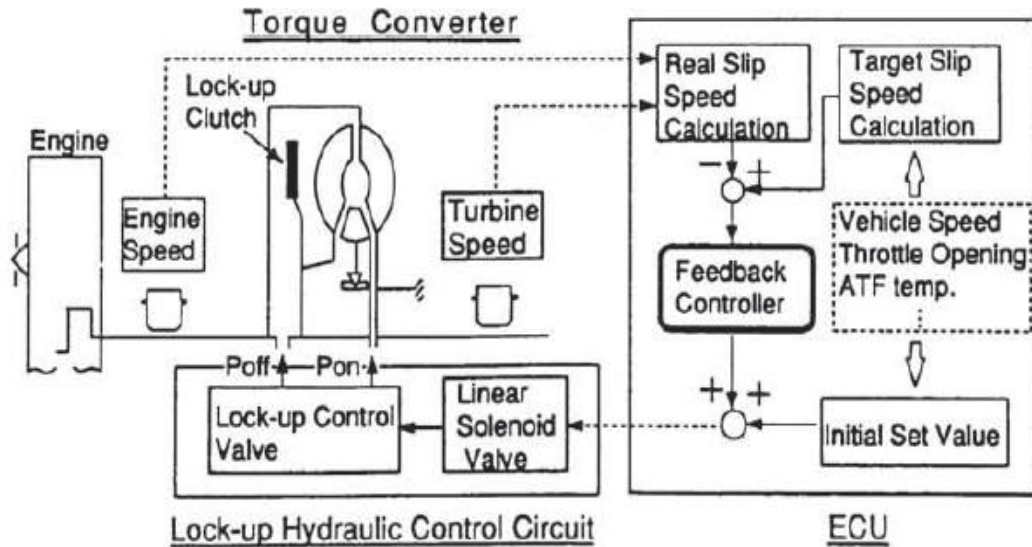
**Figura 2-10:** Curva caratteristica di un convertitore di coppia.

La scelta di mantenere la LC aperta non è solo dovuta al vantaggio dato dalla moltiplicazione della coppia, ma è anche una scelta di confort, in quanto con una connessione diretta, nel caso di trazione ibrida o solo per mezzo dell'ICE, si risentirebbe di vibrazioni e rumore dovute alle fluttuazioni di quest'ultimo. Questo è il motivo per il quale la frizione risulta chiusa solo per ben determinate regioni. È possibile riassumere le condizioni che portano pompa e turbina ad essere disaccoppiate nei seguenti punti:

- Velocità turbina nello stato di frenatura;
- Posizione del pedale dell'acceleratore (in genere al di sotto di un certo valore la LC è sempre aperta);
- Marcia innestata, in particolare in prima si avrà sempre amplificazione di coppia in modo tale da avere un avviamento migliore, in seconda ci si rifà al punto precedente e quindi alla posizione del pedale dell'acceleratore, mentre in terza la frizione sarà sempre bloccata; [11]

Sulla base di ciò la centralina, che comanda elettronicamente la *lock-up clutch*, deve essere mappata opportunamente. Essa lavora applicando una pressione aggiuntiva in funzione di una differenza di pressione valutata fra parte anteriore e posteriore della stessa. Questa differenza è valutata tramite una valvola di controllo regolata attraverso la pressione di un'elettrovalvola lineare. Quest'ultima converte il segnale di pressione

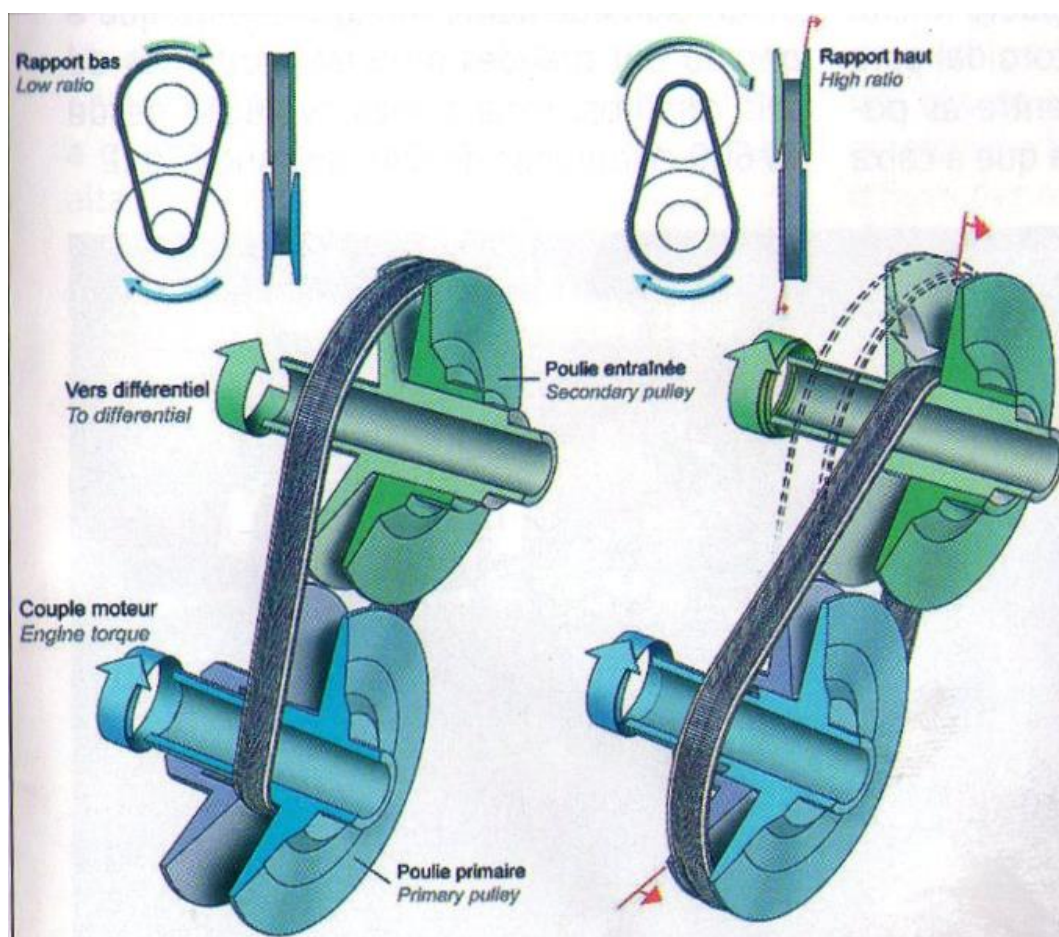
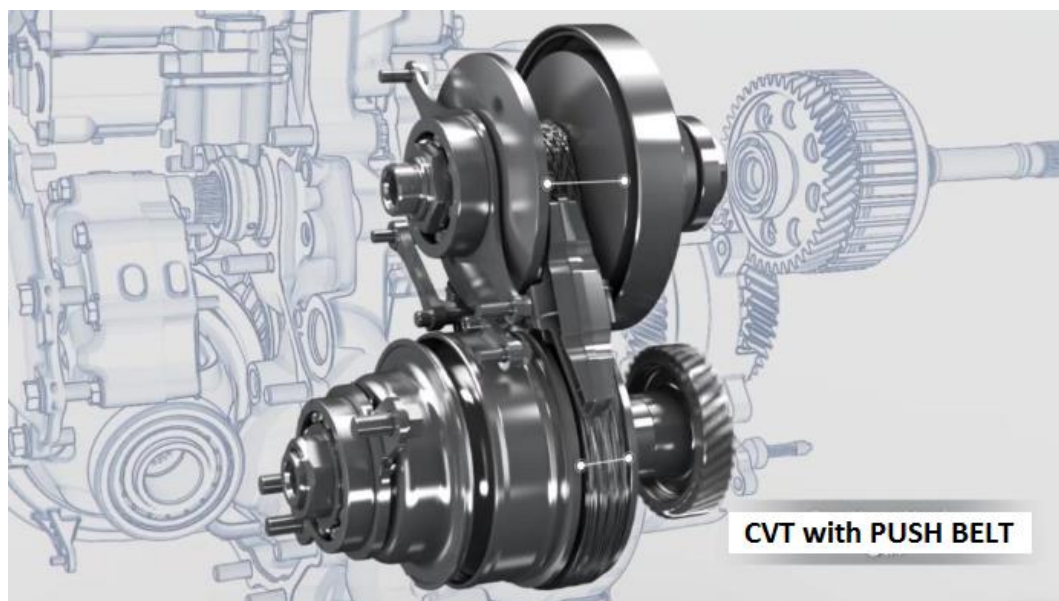
in un segnale elettrico, inviato direttamente in centralina. In *Figura 2-11* è fornito uno schema dettagliato di quanto appena descritto. [12]



**Figura 2-11:** Circuito di controllo della Lock-up clutch da parte della centralina.

#### 2.2.4 Trasmissioni automatiche continue

Queste tipo di trasmissioni permettono di spaziare in qualunque punto del piano quotato di un motore. Negli anni si è cercato sempre di aumentare il numero di rapporti nei cambi discreti, questo perché così facendo si hanno a disposizione un maggior numero di punti operativi, e quindi maggiore possibilità di lavorare in prossimità della curva OOL. Nei cambi continui il vantaggio è rappresentato dal fatto che è possibile lavorare su qualunque punto del piano quotato, essendoci un numero infinito di rapporti di trasmissione (comunque limitato entro due valori limite). Ciò comporta un notevole vantaggio in termini di consumo. Ovviamente il tutto a patto che vi sia un sistema di controllo, tale da garantire un rapporto, per cui ci si trovi sempre a ridosso alla curva di minimo consumo. Il più diffuso dei cambi CVT è quello a cinghia di spinta. Esso è costituito da due pulegge, una fissa ed una mobile, avvolte su dei coni. L'allontanamento o avvicinamento delle pulegge comporta l'aumento del diametro di una e la diminuzione di quello dell'altra, essendo la lunghezza della cinghia costante. Un esempio di questa architettura è fornito in *Figura 2-12*. [8]



*Figura 2-12: Architettura trasmissione automatica continua.*

## 3 METODO DI INDAGINE

Per realizzare lo scopo proposto, e quindi caratterizzare un *powertrain* e di conseguenza un cambio ci si è serviti dei dati raccolti durante una campagna prove effettuata sul veicolo, opportunamente processati e fittati. In particolare, si aveva a disposizione una serie di test su banco a rulli e su strada, in cui sono state effettuate le più classiche prove di omologazione: NEDC (*New European driving cycle*), WLTC (*Worldwide harmonised light-duty vehicles test cycle*) e RDE (*Real driving emission*) e una serie di manovre.

### 3.1 STRUMENTAZIONE

La strumentazione adibita al veicolo permette l'acquisizione di segnali dalla rete di raffreddamento, dal sistema di post trattamento degli inquinanti, da rete CAN (*Controller area network*) e da OBD (*on-board diagnostic*). Nel corso dello svolgimento della campagna prove, inoltre, è stato applicato un torsionmetro, per rilevare il valore della coppia sull'albero in uscita dalla trasmissione. I motivi di questa integrazione sono legati alla caratterizzazione del TC, pertanto la sua mancanza in alcuni test non costituisce un problema per la validazione. Di tutto lo scibile di segnali ottenibili, ai fini della simulazione e validazione del modello, risultano interessanti solo quelli rilevati da CAN e torsionmetro.

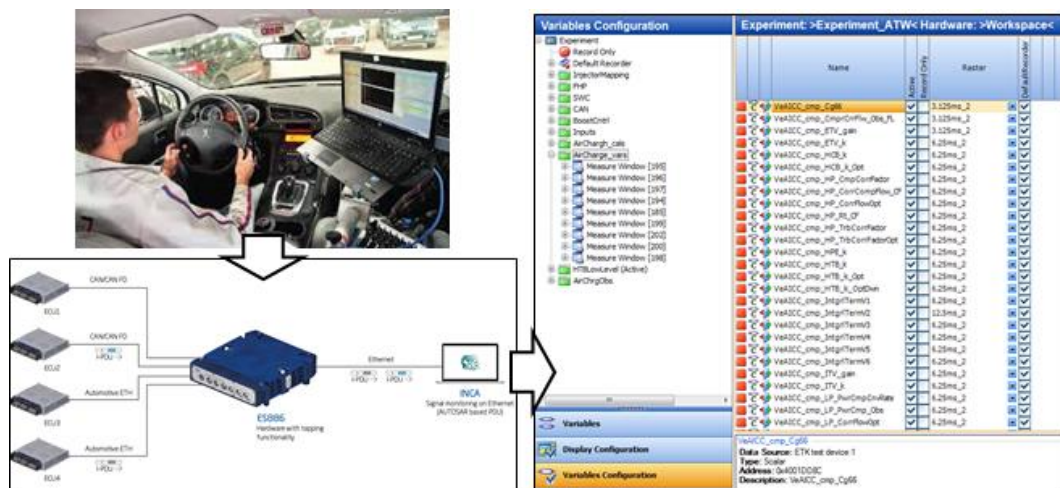
### 3.1.1 Rete CAN

Le grandezze fisiche adottate come confronto per la validazione del modello sono state rilevate attraverso rete CAN. Il sistema CAN di un autoveicolo permette il collegamento delle diverse unità di controllo elettronico attraverso segnali binari.

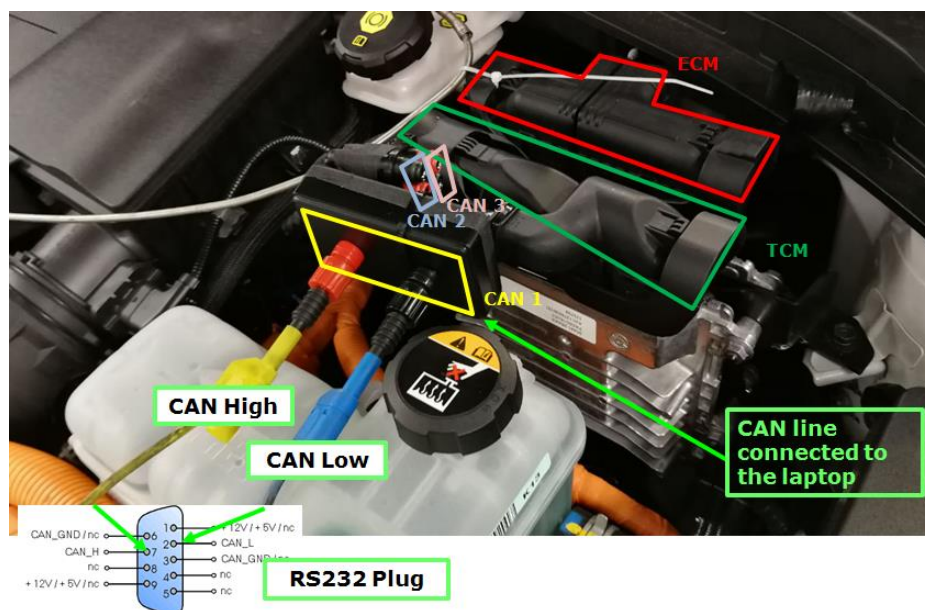
Il metodo di campionamento delle grandezze desiderate si basa sul reperire tali segnali e decodificarli.

Le fasi svolte seguono lo schema logico illustrato in *Figura 3-2* e sono le seguenti:

- Registrazione dei segnali durante i test attraverso computer (un esempio di connessione fra rete can e computer è fornito in *Figura 3-1*);
- Conversione e ricampionamento da analogico a digitale dei segnali ottenuti attraverso i moduli ETAS.



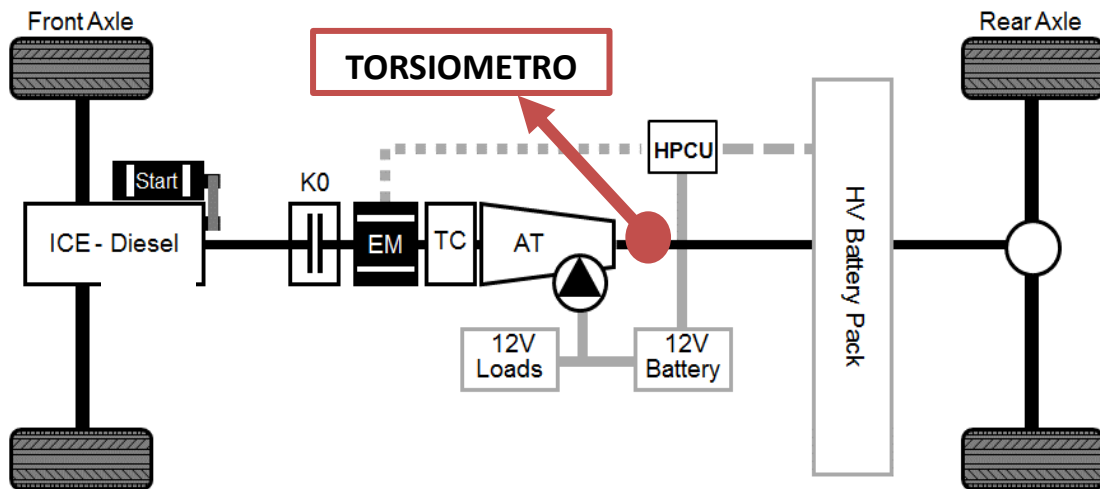
*Figura 3-2: Schema logico di rilevazione segnali da CAN.*



*Figura 3-1: Connessione CAN a computer.*

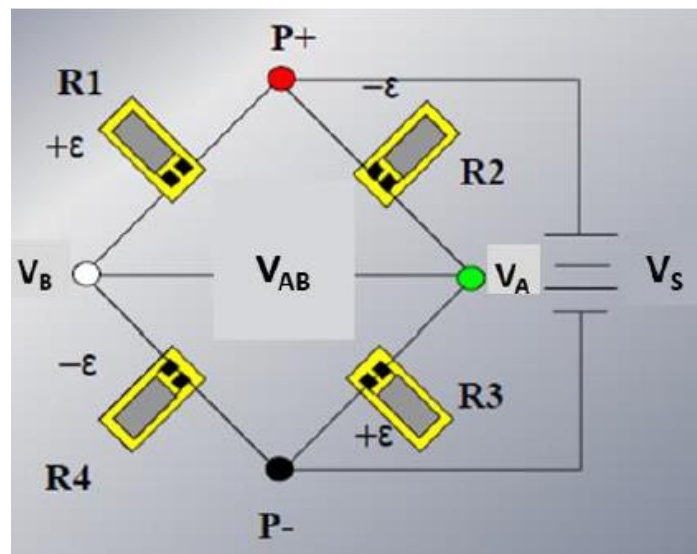
### 3.1.2 Torsiometro

Al fine di valutare l'efficienza della trasmissione e del convertitore di coppia in sé, è stato applicato un torsiometro sull'albero connesso all'assale posteriore (essendo appunto il veicolo a trazione posteriore), come evidenziato in *Figura 3-3*.



*Figura 3-3: Punto di applicazione del torsiometro.*

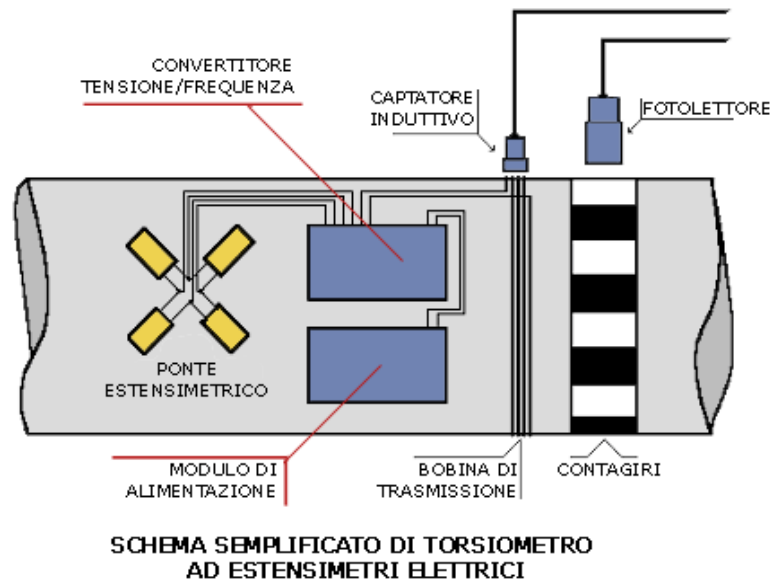
Il torsiometro è un sistema di misura della coppia realizzato a partire da un estensimetro a ponte intero, in cui le quattro griglie che lo costituiscono sono collegate elettricamente in modo da costituire un ponte di Wheatstone (come raffigurato in *Figura 3-4*).



*Figura 3-4: Ponte di Wheatstone*

In generale un estensimetro è uno strumento che trasmette un segnale elettrico direttamente proporzionale ad una deformazione. Essendo ogni deformazione a sua volta funzione di uno sforzo applicato, questo sensore permette la valutazione di tale sollecitazione. In questo caso specifico, quando si parla di sollecitazione, si intende la tensione figlia della coppia presente sull'albero in questione.

Gli elementi che costituiscono il torsionmetro sono visibili nello schema proposto in *Figura 3-5*. [13]

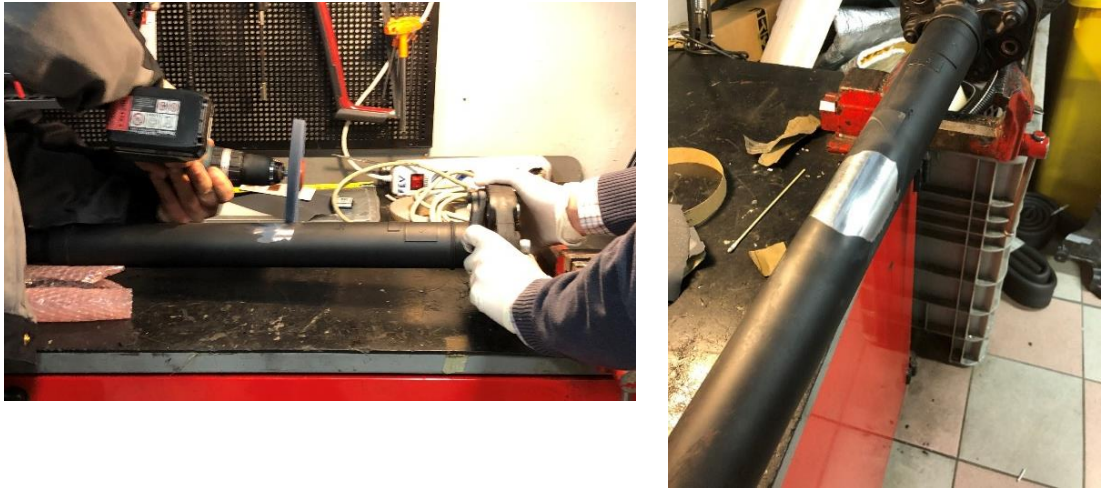


*Figura 3-5: Schema di applicazione del torsionmetro.*

### 3.1.2.1 Montaggio torsionmetro

Il montaggio della strumentazione si può suddividere in diverse fasi:

1. Preparazione della superficie di applicazione (*Figura 3-6*) [14]:
  - a. Asportazione della vernice attraverso un disco abrasivo;
  - b. Sgrassatura attraverso spray a base di Clorotene;
  - c. Carteggiatura a secco con carte vetro a diversa granulometria;
  - d. Carteggiatura con condizionatore a base di Acido Fosforico;
  - e. Asciugatura;
  - f. Pulitura con neutralizzatore a base di Ammoniaca.



*Figura 3-6: Preparazione superficie di applicazione.*

2. Installazione dell'estensimetro (*Figura 3-7*) [14]:
  - a. Incollaggio dell'estensimetro e della basetta per la saldatura sulla superficie;
  - b. Bloccaggio estensimetro e basetta per mezzo di nastro adesivo;
  - c. Rimozione dell'adesivo.



*Figura 3-7: Installazione estensimetro.*

3. Saldatura dello stesso (*Figura 3-8*) [14]



*Figura 3-8: Saldatura estensimetro.*

4. Collegamento del trasmettitore (*Figura 3-9*) [14]:

- a. Avvolgimento dell'albero con due strati di nastro adesivo magnetico in ferrite;
- b. Avvolgimento della ferrite con nastro telato;
- c. Avvolgimento di  $n$  spire in rame (in base al diametro dell'albero);
- d. Connessione delle estremità dell'avvolgimento al connettore attraverso saldatura;
- e. Fissaggio con nastro telato;
- f. Posizionamento e bloccaggio del trasmettitore;
- g. Connessione del trasmettitore con estensimetro e avvolgimenti;
- h. Fissaggio dello stesso con nastro telato, foglio in gomma e fascetta in acciaio.



*Figura 3-9: Collegamento trasmettitore.*

5. Apposizione del protettivo:
  - a. Copertura dell'estensimetro e della basetta con foglio di gomma e nastro telato;
  - b. Rivestimento dell'intero sistema con schiuma a base di gomma;
  - c. Raffreddamento per 24h;
  - d. Copertura con guaina termo-restringente.
6. Posizionamento dell'antenna (*Figura 3-10*) [14]:
  - a. Rimontaggio dell'albero;
  - b. Posizionamento dell'antenna, attraverso una staffa in prossimità dell'avvolgimento;
  - c. Collegamento dell'antenna alla telemetria.



*Figura 3-10: Posizionamento antenna di trasmissione.*

### 3.1.2.2 Calcolo del guadagno

Ultimato il montaggio, prima di effettuare le rilevazioni, è necessario effettuare due operazioni:

1. Calibrazione;
2. Azzeramento.

La prima è necessaria per tener conto delle incertezze relative ai parametri geometrici (misura dei diametri dell'albero) e del materiale (moduli di *Young* e *Poisson*).

La seconda, invece, è richiesta poiché durante il montaggio, la manipolazione del torsionometro potrebbe generare delle tensioni residue.

Una volta effettuate tali operazioni è possibile eseguire le rilevazioni. I segnali di output devono essere convertiti da *Volt* a *Nm* attraverso una costante di guadagno.

L'equazione che caratterizza il ponte è la seguente:

$$\frac{V_{AB}}{V_s} = \frac{K_{SG}}{4} (\varepsilon_1 - \varepsilon_2 + \varepsilon_3 - \varepsilon_4) \quad (3.1)$$

Dove:

- $V_{AB}$  è la tensione in uscita dal ponte;
- $V_s$  è la tensione di alimentazione del ponte (4V);
- $K_{SG}$  è un fattore che caratterizza l'estensimetro, in questo caso pari a 2.08;
- $\varepsilon$  è la deformazione principale nelle direzioni indicate in *Figura 3-4*.

Essendo

$$\begin{aligned} \varepsilon_1 &= \varepsilon_3 = \varepsilon \\ \varepsilon_2 &= \varepsilon_4 = -\varepsilon \end{aligned}$$

Risulta

$$\frac{V_{AB}}{V_s} = K_{SG} \varepsilon \quad (3.2)$$

La deformazione massima dell'estensimetro è pari a:

$$\varepsilon = \frac{1}{E} \sigma_1 - \frac{\nu}{E} \sigma_2 - \frac{\nu}{E} \sigma_3 \quad (3.3)$$

Dove:

- $E$  è il modulo di *Young* (assunto pari a 205 000 MPa);
- $\nu$  è il modulo di *Poisson* (assunto pari a 0.28);
- $\sigma$  sono le tensioni nelle tre direzioni principali.

Tenendo conto che la situazione in esame è di pura torsione e ci si ritrova in uno stato di tensione piana

$$\begin{aligned} \sigma_3 &= 0 \\ \sigma_1 &= -\sigma_2 = \tau_{max} \end{aligned}$$

Con

$$\tau_{max} = \frac{C}{I_p} R_e \quad (3.4)$$

Dove:

- $C$  è la coppia dell'albero in uscita alla trasmissione;
- $I_p$  è l'inerzia polare dello stesso albero;
- $R_e$  è il raggio esterno.

Si ottiene:

$$\frac{V_{AB}}{V_s} = K_{SG} \frac{1 + \nu}{E} \frac{C}{I_p} R_e \quad (3.5)$$

L'albero in oggetto ha una sezione circolare piana per cui la sua inerzia polare è:

$$I_p = \frac{\pi}{2} (R_e^4 - R_i^4) \quad (3.6)$$

Dove  $R_e$  e  $R_i$  sono rispettivamente il raggio esterno ed interno dell'albero, pari a 60 e 55.5mm.

La tensione in uscita dalla telemetria ( $V_{out\ tel}$ ) è data da quella in uscita dal ponte di Wheatstone amplificata di un guadagno applicato ( $K_{tel}$ ), come riportato di seguito:

$$V_{out\ tel} = K_{tel} V_{AB} \quad (3.7)$$

Il guadagno ottimale da applicare deve essere tale per cui si riesca a sfruttare l'intero range di tensione in uscita ( $\pm 10V$ ), per cui si ipotizza una coppia in uscita dalla trasmissione pari alla massima erogabile ( $C_{max}$ ).

Quindi:

$$K_{tel} = \frac{V_{out\ tel\ MAX} E \pi (R_e^4 - R_i^4)}{V_s K_{SG} (1 + \nu) 2 R_e C_{max}} \quad (3.8)$$

Mentre:

$$C = K_{tot} V_{out\ tel} = \frac{E \pi (R_e^4 - R_i^4)}{V_s K_{SG} (1 + \nu) 2 R_e K_{tel}} V_{out\ tel} \quad (3.9)$$

Con  $K_{tot}$  che è il guadagno totale del sistema di misura. Per cui:

$$K_{tot} = \frac{E \pi (R_e^4 - R_i^4)}{V_s K_{SG} (1 + \nu) 2 R_e K_{tel}} \quad (3.10)$$

In *Tabella 3-1* sono riportati per una serie di guadagni i corrispondenti valori di risoluzione e range di coppia. [14]

**Tabella 3-1:** Range di coppia e risoluzione in funzione del guadagno.

| $K_{tel}$ | Risoluzione [Nm] | $K_{tot}$ [Nm/V] | Range di coppia [Nm] |
|-----------|------------------|------------------|----------------------|
| 250       | 4.27             | 874.88           | $\pm 8749$           |
| 500       | 2.14             | 437.44           | $\pm 4374$           |
| 1000      | 1.07             | 218.72           | $\pm 2187$           |
| 2000      | 0.53             | 109.36           | $\pm 1094$           |
| 4000      | 0.27             | 54.68            | $\pm 547$            |
| 8000      | 0.27             | 27.34            | $\pm 273$            |

## 3.2 CAMPAGNA PROVE

Come già evidenziato a inizio capitolo, la campagna prove a disposizione è comprensiva di una serie di test, dai quali è possibile estrarre grandezze fisiche che permettono la caratterizzazione del modello e in seguito la validazione dello stesso grazie proprio al confronto fra esse e i risultati della simulazione.

Le prove scelte per effettuare questi passaggi sono i due cicli omologativi NEDC e WLTC (essendo appunto il modello pensato per riprodurre questi cicli) e alcune manovre.

### 3.2.1 Prove omologative

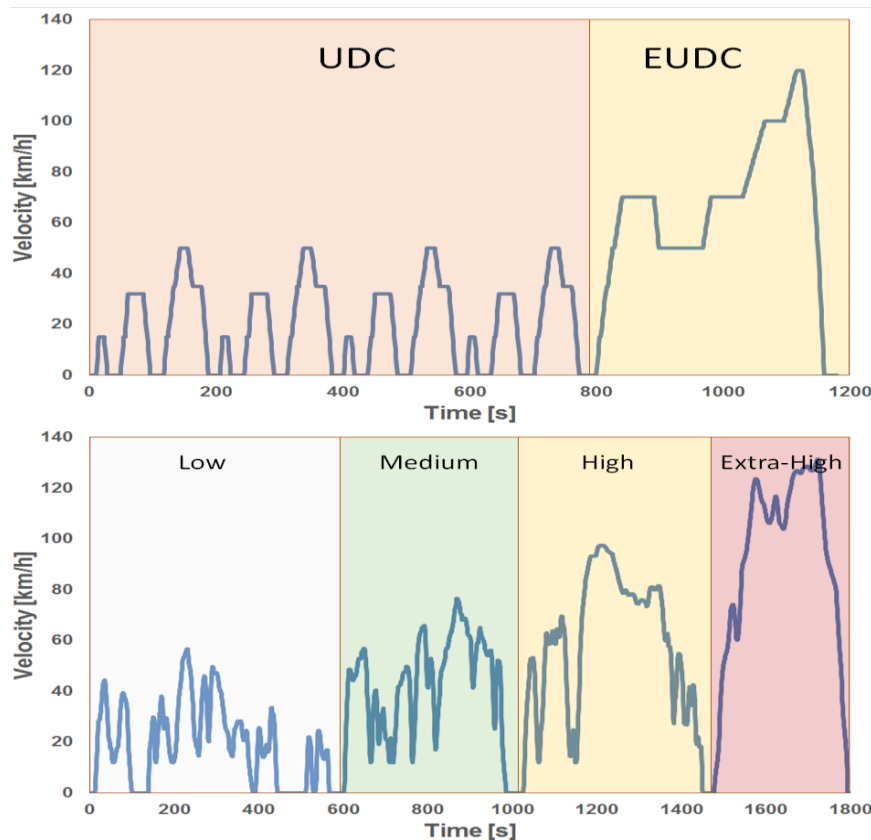
Attualmente l'omologazione di un veicolo si effettua sul ciclo WLTC, esso infatti ha sostituito a partire da settembre 2017 il precedente NEDC. Il motivo di questo cambiamento è dovuto al fatto che quest'ultimo presenta accelerazioni ridotte, lunghe fasi di fermata e basse velocità, tutti andamenti lontani dal vero comportamento a cui è soggetto il veicolo dopo la vendita.

Il ciclo WLTC invece è caratterizzato da uno stile di guida più aggressivo, che si avvicina di più a quello che è il comportamento di un guidatore comune. Inoltre, il nuovo ciclo di guida omologativo simula più scenari di marcia, in quanto è ripartito in quattro fasi: *low*, *medium*, *high* ed *extra-high* che permettono di riprodurre ipotetici andamenti in tratti urbani, extra-urbani e autostradali. Al contrario, il ciclo precedente

è suddiviso in due tratti: uno urbano (UDC), che costituisce i due terzi della durata totale ed uno autostradale (EUDC). A conferma di quanto detto in *Figura 3-11* sono proposti i profili di velocità delle due procedure a confronto e inoltre in *Tabella 3-2* sono evidenziate le principali differenze fra esse. [4] [15]

**Tabella 3-2:** Confronto fra NEDC e WLTC.

|                                                   | NEDC  | WLTC  |
|---------------------------------------------------|-------|-------|
| <b>Durata [s]</b>                                 | 1180  | 1800  |
| <b>Distanza [m]</b>                               | 11.03 | 23.27 |
| <b>Velocità massima [km/h]</b>                    | 33.6  | 46.5  |
| <b>Velocità media [km/h]</b>                      | 120   | 130   |
| <b>Accelerazione massima [<math>m/s^2</math>]</b> | 0.59  | 0.41  |
| <b>Accelerazione media [<math>m/s^2</math>]</b>   | 1.04  | 1.67  |
| <b>Numero di fermate [-]</b>                      | 14    | 9     |
| <b>Durata fermate [%]</b>                         | 23.7  | 12.6  |
| <b>Durata in accelerazione [%]</b>                | 20.9  | 43.8  |
| <b>Durata a velocità costante [%]</b>             | 40.3  | 3.7   |



**Figura 3-11:** Profilo di velocità di un NEDC (sopra) e un WLTC (sotto)

Un'altra importante differenza può essere la massa di prova del veicolo. Infatti, un ciclo NEDC tiene conto solo della massa del veicolo, sprovvisto di optional e ignora il peso del guidatore; mentre il WLTC considera come massa indicativa del veicolo, un valor medio fra quella del veicolo sprovvisto di optional e quella del veicolo full optional, e a questa aggiunge un valore indicativo per tener conto della presenza del conducente.

Nonostante tutte queste accortezze aggiunte, la nuova procedura introdotta non pone una soluzione alle problematiche legate alla pendenza del manto stradale, alla temperatura esterna, all'umidità dell'aria, alle condizioni di carico del veicolo e all'utilizzo di ipotetici confort energivori. Questo però rende la simulazione da effettuare conciliabile con il test realmente eseguito, in quanto l'introduzione di test fatti per strada richiederebbe la conoscenza istante per istante di queste grandezze per permettere una corretta riproduzione dei comportamenti del veicolo. Tale considerazione ha portato ad escludere test effettuati su strada, dai test scelti per la validazione del modello.

A titolo conoscitivo va sottolineato che per fini regolamentativi i test RDE sono obbligatori a partire da settembre 2017. In essi si valuta l'emissione di inquinanti, facendo circolare un veicolo su strada in diversi tratti: urbano, extra-urbano ed autostradale. Le emissioni vengono rilevate attraverso l'ausilio di un PEMS (*predictive emission monitoring system*).

Chiariti i motivi per cui le uniche prove utilizzate sono quelle eseguite su banco a rulli, vanno fatte ancora alcune precisazioni. Per i veicoli ibridi con una certa autonomia di marcia in solo elettrico non si effettua un semplice ciclo NEDC o WLTC, ma una serie di cicli fino al soddisfacimento di una condizione. Nello specifico la regolamentazione impone un numero di cicli in modalità *charge-depleting* (CD), fin quando la variazione relativa di energia elettrica del ciclo non scende sotto un determinato valore, a quel punto si passa in modalità *charge-sustaining* (CS), per svolgere l'ultimo ciclo della *test-procedure* scelta. Questo significa che a livello omologativo si eseguono una serie di test in cui, per i veicoli con una buona autonomia elettrica, solo negli ultimi si osserva l'accensione del motore termico.

Ai fini della validazione sono stati scelti un test NEDC ed uno WLTC, nelle sequenze *charge-depleting*.

### **3.2.2 Manovre**

Fra tutte le manovre eseguite sono state scelte solo due accelerazioni, di diversa entità, per svolgere il confronto fra i dati sperimentali e quelli reali. I motivi di questa scelta sono dovuti in prima battuta al fatto che la maggior parte delle prove è stata svolta per strada, quindi l'impossibilità nel conoscere alcune grandezze ha reso i test inadeguati

alla simulazione. In seconda battuta il modello è pensato appunto per riprodurre il comportamento di un veicolo durante un ciclo di omologazione, per cui l'adozione di manovre supplementari non è motivo di interesse. Tutte le manovre non simulate hanno comunque costituito un importante mezzo per la caratterizzazione delle mappe che governano il comportamento del convertitore di coppia.

Come già sottolineato, le manovre scelte per la simulazione sono due accelerazioni, esse sono una frazione di una manovra molto più lunga in cui sono state eseguite una serie di accelerazioni con diverse pressioni sul pedale dell'acceleratore. Di tutte queste sono state analizzate quella più intensa e quella meno, in quanto la corretta simulazione di entrambe permetterebbe di considerare tutte le accelerazioni intermedie accettabili.

### **3.3 CARATTERIZZAZIONE DELLE PRINCIPALI LOGICHE**

Come detto durante la premessa ad inizio capitolo, i test eseguiti sul veicolo consentono, a seguito di una analisi delle varie grandezze, di estrarre quelle che sono le logiche di funzionamento della *lock-up clutch*, e le mappe di *Capacity factor* (KI) e *Torque ratio* (TR); oltre che una serie di grandezze necessarie a rendere il modello concorde al veicolo adottato.

#### **3.3.1 Logica di funzionamento della lock-up clutch**

La prima indagine condotta è sul comportamento della LC, in particolare sulle logiche impostate in centralina per attivare il comando di chiusura della stessa. A tale scopo si confronta il valore della velocità alle ruote con quello di rotazione del motore elettrico, che sarà lo stesso della pompa, essendo posto sullo stesso albero. Nello specifico, quando la frizione è chiusa, come già sottolineato più volte, pompa e turbina sono connesse rigidamente, quindi ruotano alla stessa velocità, per cui il legame fra le velocità del sistema motopropulsore e delle ruote è solo cinematico, cioè dipende solo dal rapporto di trasmissione della marcia innestata e del ponte.

Da rete CAN si ha a disposizione, per ogni prova eseguita, sia la velocità del motore elettrico, campionata a 100Hz, che quella delle quattro ruote del veicolo, campionate a 50Hz.

Per eseguire il confronto sulla base di quanto detto vengono prima ricampionati i segnali di ogni test a 20Hz. Fatto ciò si risale alla velocità di rotazione dello stesso elemento, ossia dell'albero in uscita dalla trasmissione, procedendo in due direzioni diverse: lato motore e lato ruote.

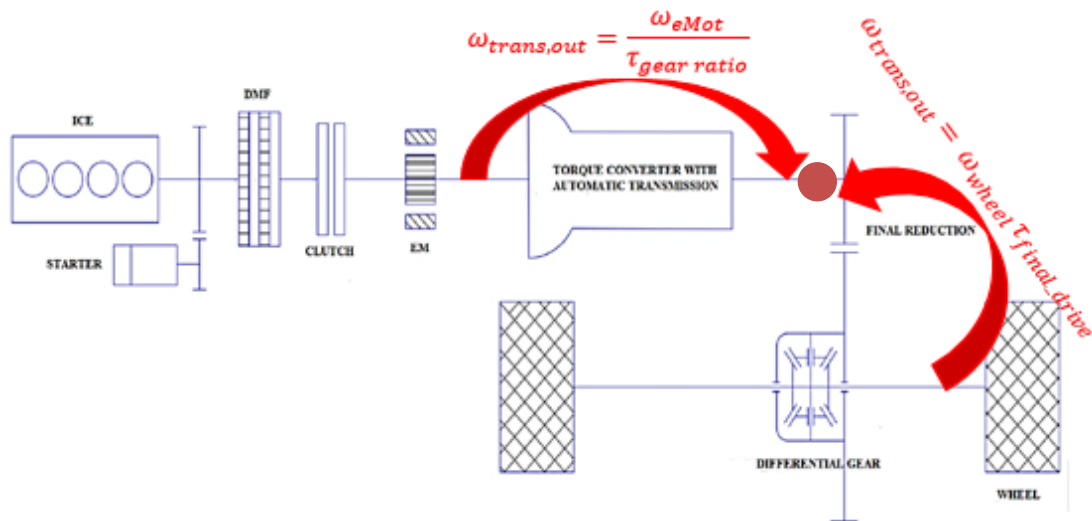
Nel primo caso si scala la velocità dell'EM per il rapporto della marcia innestata come proposto di seguito:

$$\omega_{trans\ out/PWT} = \frac{\omega_{eMot}}{\tau_{gear\ ratio}} \quad (3.11)$$

Lato ruote, invece, si opera in direzione opposta, cioè amplificandola la velocità del rapporto di trasmissione al ponte:

$$\omega_{trans\ out/Wheel} = \omega_{wheel} \tau_{final\ drive} \quad (3.12)$$

In questo caso la velocità di partenza è una media di quelle delle due ruote poste sull'assale di trazione, essendo le altre due trascinate. I due valori così individuati dovrebbero coincidere punto per punto, essendo riferiti allo stesso elemento (evidenziato col *marker* rosso in *Figura 3-12*). In realtà ciò si verifica solo qualora il convertitore lavora da giunto idraulico, quando ciò non avviene, infatti vi è scorrimento fra pompa e turbina. Per cui il valore sempre corretto per quest'albero sarà quello ricavato a partire dalle ruote.



**Figura 3-12:** Individuazione velocità albero in uscita dalla trasmissione lato powertrain e lato ruote.

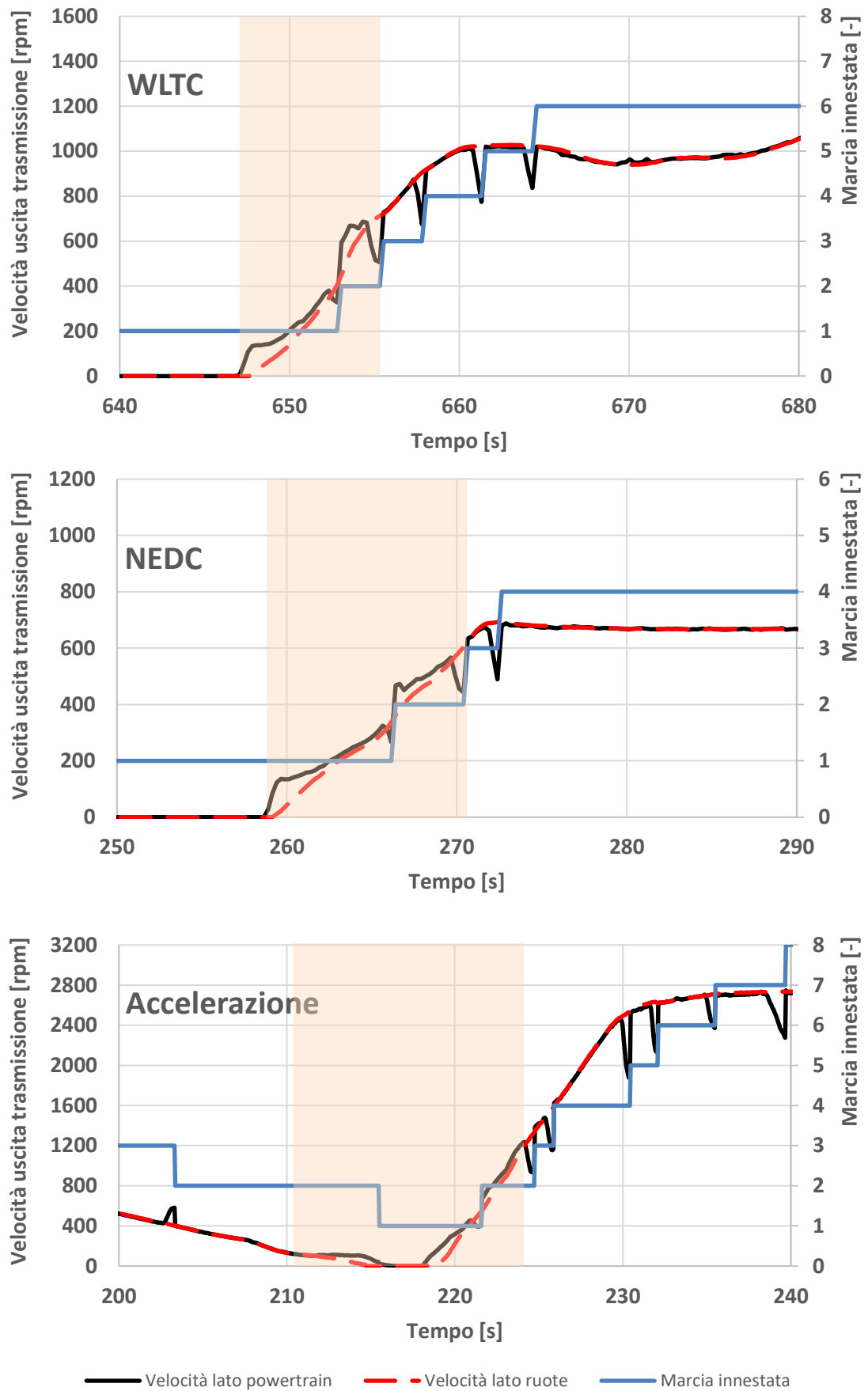
Chiarito il metodo di indagine, è possibile effettuare il confronto, plottando in sovrapposizione i due valori di velocità calcolati. Gli intervalli in cui le velocità non coincidono si possono ritenere ad amplificazione di coppia. Va sottolineato che si reputa accettabile un errore nel confronto delle velocità di  $\pm 10\ rpm$ , in modo tale da poter tener conto di imprecisioni in sede di reperimento dei segnali. Analizzando i diversi segnali disponibili da rete CAN, è possibile stabilire le logiche per cui si attiva e/o disattiva la frizione. I test su cui è stato condotto questo studio sono gli stessi con cui si effettua la validazione del modello, quindi i cicli NEDC, WLTC e la serie di

accelerazioni. Da essi è emerso un comportamento della frizione di *Lock-up* in linea con quanto riportato in letteratura. Il convertitore funziona in regime di amplificazione di coppia allo spunto fino all'ingranamento della seconda marcia. A partire da quest'ingranamento, a seconda della pressione applicata sul pedale dell'acceleratore la LC si chiude o resta aperta fino all'ingranamento della terza marcia. Quindi si può stabilire che il TC funziona da giunto idraulico per marce superiori alla terza (compresa). Questo è un comportamento accettabile viste le scarse efficienze del convertitore in regime di scorrimento.

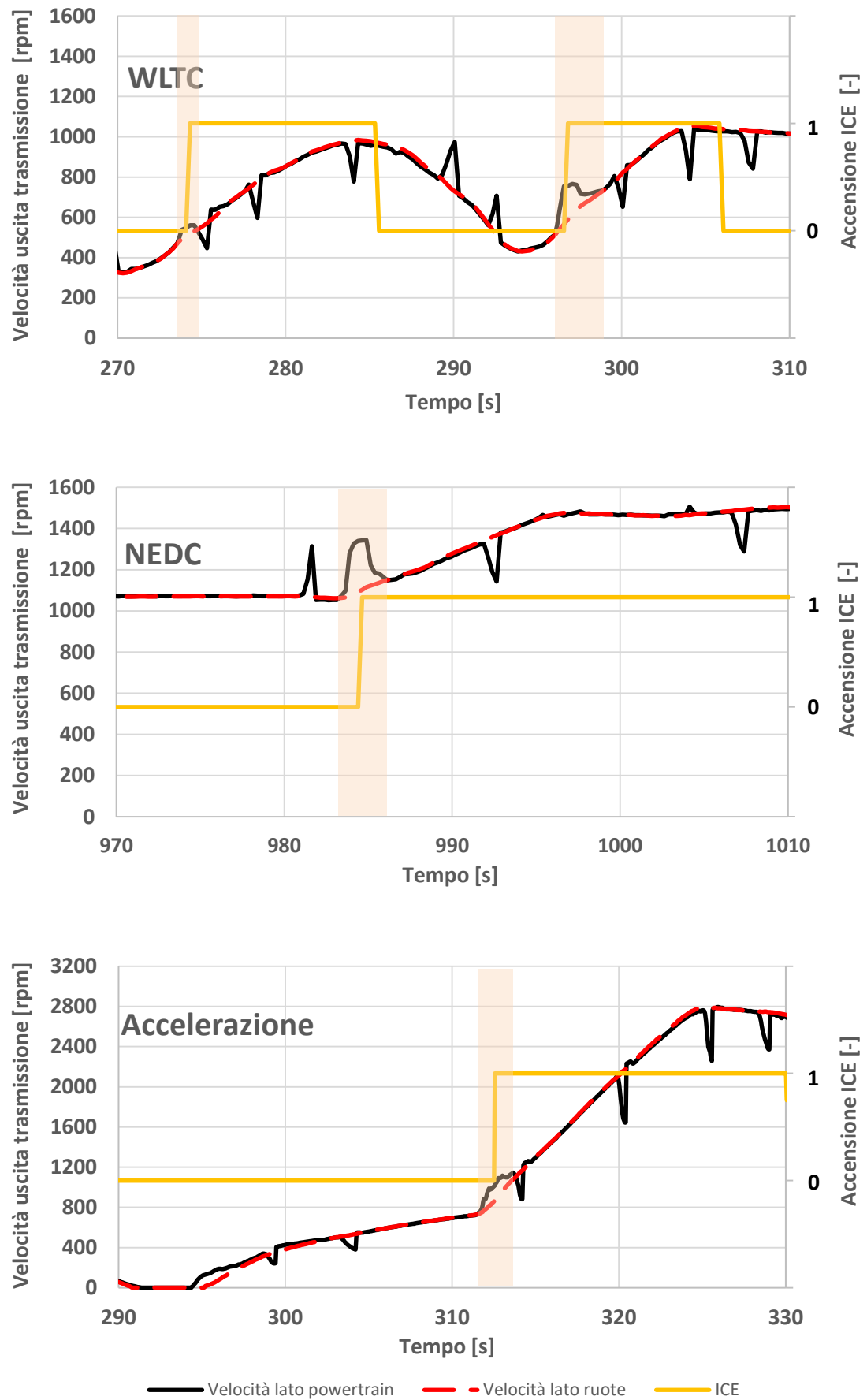
A confermare quanto detto si propongono dei confronti (*Figura 3-13*) di queste velocità e della marcia innestata per alcuni tratti dei test adottati per l'analisi. Le regioni evidenziata in rosa sono quelle in cui  $\omega_{trans\ out/PWT} \neq \omega_{trans\ out/Wheel}$  e quindi laddove la *lock-up clutch* risulta aperta. Le curve rosse e nere (riferite all'asse primario delle ordinate) sono rispettivamente le velocità calcolate lato ruote e lato *powertrain*, mentre in blu è tracciata la marcia che fa riferimento all'asse secondario. Nelle immagini proposte si può notare un'incongruenza delle velocità in corrispondenza di ogni cambio marcia, questo però non è necessariamente riconducibile ad un'apertura della *lock-up*, in quanto all'interno della trasmissione, la selezione di alcuni rapporti è proprio funzione di frizioni interne alla *gearbox*, le quali possono essere causa di questa differenza fra le velocità.

Un altro fenomeno a cui segue una variazione della posizione della LC è l'accensione del motore termico. Nelle prove effettuate è evidente come in prossimità del suo avviamento la frizione si apre per poi richiudersi non appena arriva alla velocità di regime. Questo comportamento può essere imputato a ragioni di confort, infatti con un collegamento diretto fra ruote e *powertrain*, il conducente potrebbe risentire di forti scossoni, dovuti all'aumento di coppia improvviso, figlio dell'accensione del motore stesso.

Come fatto in precedenza, si dimostra quanto detto riproponendo la rappresentazione del fenomeno per i diversi test adottati per la calibrazione del modello (*Figura 3-14*). Il formato e le grandezze in evidenza sono le stesse della figura precedente, per cui la lettura dell'immagine è la stessa; l'unica differenza è nell'asse secondario che fa riferimento ad un booleano indicante l'accensione del motore termico (in giallo).

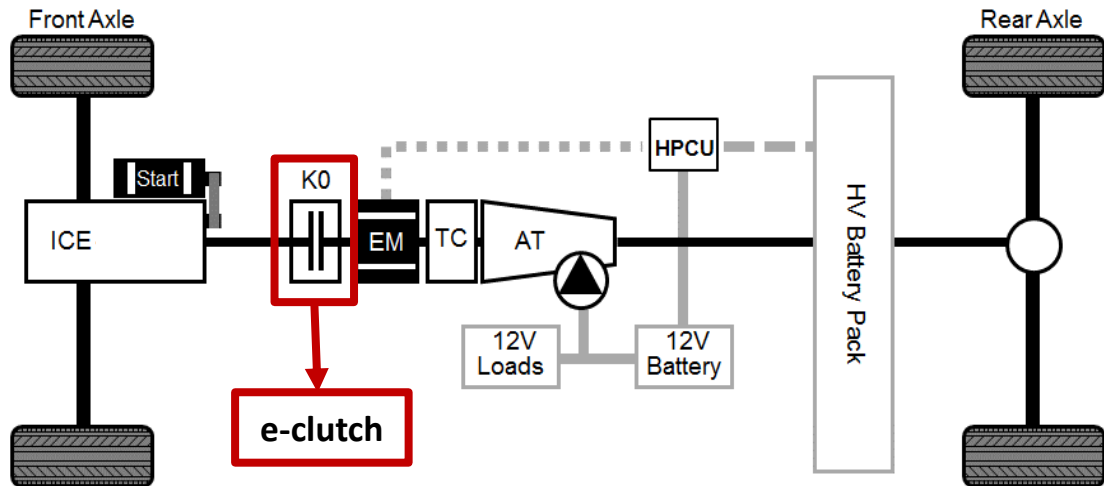


**Figura 3-13:** Comportamento della Lock-up clutch in funzione della marcia innestata.



**Figura 3-14:** Comportamento della Lock-up clutch in funzione dell'accensione dell'ICE

Si potrebbe pensare che per gli stessi motivi legati all'improvvisa variazione di coppia, il fenomeno di apertura della frizione avvenga anche per lo spegnimento. In realtà, come è evidenziato nel grafico di *Figura 3-14* relativo al ciclo WLTC, la *Lock-up clutch* non si apre in questi frangenti. Il motivo è imputabile all'apertura di un'altra frizione, chiamata *e-clutch*, che permette la giunzione sullo stesso albero dei due motori, quindi la sua apertura isolerebbe istantaneamente il motore termico dall'elettrico e quindi dalla trasmissione. In *Figura 3-15* è evidenziata la posizione della *e-clutch*.



*Figura 3-15: Posizionamento dell'e-clutch.*

### 3.3.2 Definizione mappe di capacity factor e torque ratio

Gli indici di *capacity factor* e *torque ratio* sono di importanza primaria nella caratterizzazione di un convertitore di coppia. Essi descrivono il comportamento di esso durante le fasi di amplificazione di coppia, quindi il comportamento che assume quando la *lock-up clutch* è aperta.

Il rapporto delle coppie è stato già introdotto nel capitolo relativo alle trasmissioni automobilistiche, per cui le grandezze che entrano in gioco, il suo valore e l'andamento aspettato sono già noti.

Il valore di KI invece è dato dalla seguente relazione:

$$KI = \frac{\omega_{pompa}}{\sqrt{C_{pompa}}} \quad (3.13)$$

Questo indice deriva dal coefficiente prestazionale  $\lambda$ , e permette di riassumere in un unico valore le grandezze significative che identificano il convertitore di coppia. [16]

Riprendendo l'equazione (2.2) si dimostra facilmente l'origine del valore seguendo i seguenti passaggi matematici:

$$C_{pompa} = \lambda \rho D^5 \omega_{pompa}^2 \quad (3.14)$$

$$\frac{1}{\lambda \rho D^5} = \frac{\omega_{pompa}^2}{C_{pompa}} \quad (3.15)$$

$$\sqrt{\frac{1}{\lambda \rho D^5}} = \sqrt{\frac{\omega_{pompa}^2}{C_{pompa}}} = KI \quad (3.16)$$

Entrambi i coefficienti sono significativi se rapportati rispetto al rapporto delle velocità. Quindi le mappe costruite sono del tipo:

$$KI = f(x) = f(SR)$$

$$TR = f(x) = f(SR)$$

Questi andamenti si basano sul fatto che le coppie di pompa e turbina sono funzione di quadratiche le cui variabili sono le due velocità di rotazione delle giranti, e quindi riconducibili al rapporto delle stesse seguendo i brevi passaggi riportati di seguito. [16]

$$\begin{cases} C_p = a_0 \omega_p^2 + a_1 \omega_p \omega_t + a_2 \omega_t^2 \\ C_t = a_3 \omega_p^2 + a_4 \omega_p \omega_t + a_5 \omega_t^2 \end{cases} \quad (3.17)$$

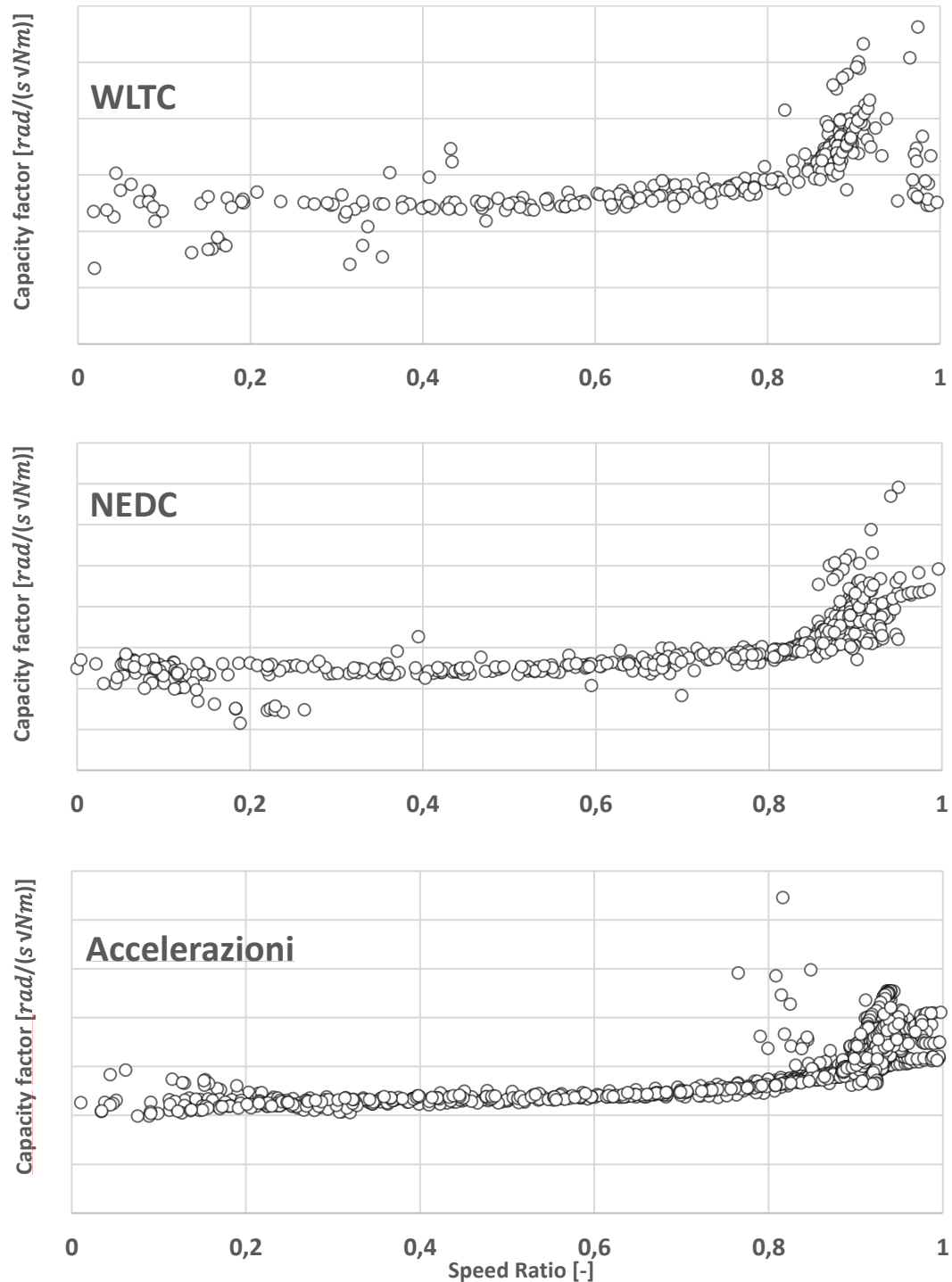
$$\begin{cases} \frac{C_p}{\omega_p^2} = \frac{a_0 \omega_p^2}{\omega_p^2} + \frac{a_1 \omega_p \omega_t}{\omega_p^2} + \frac{a_2 \omega_t^2}{\omega_p^2} \\ \frac{C_t}{\omega_p^2} = \frac{a_3 \omega_p^2}{\omega_p^2} + \frac{a_4 \omega_p \omega_t}{\omega_p^2} + \frac{a_5 \omega_t^2}{\omega_p^2} \end{cases} \quad (3.18)$$

$$\begin{cases} \frac{C_p}{\omega_p^2} = \frac{1}{KI^2} = a_0 + a_1 SR + a_2 SR^2 \\ \frac{C_t}{\omega_p^2} = a_4 + a_5 SR + a_6 SR^2 \end{cases} \quad (3.19)$$

Al fine di ottenere queste tracce, si fa riferimento allo stesso metodo adottato nel paragrafo precedente, quindi individuando i frangenti in cui la LC è aperta ed isolandoli. In questi intervalli temporali si identificano i singoli valori di KI, TR e SR,

e si rapportano fra loro. Tutti i punti individuati vanno a descrivere un ipotetico andamento dei rapporti.

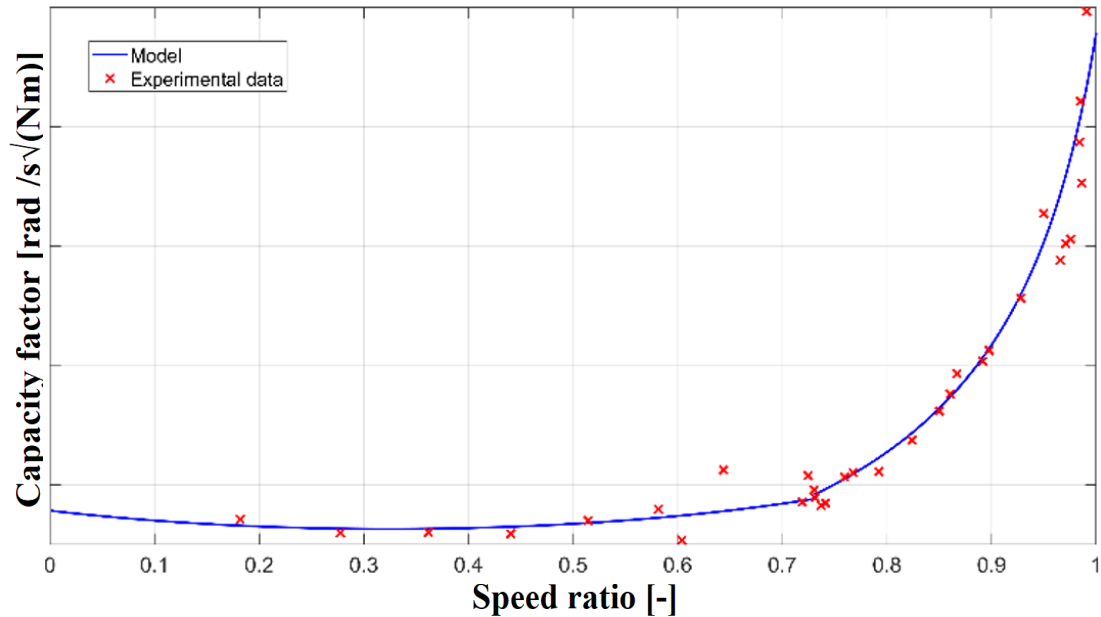
In *Figura 3-16* si propone l'andamento del *capacity factor* rilevato nelle diverse prove (per motivi legati all'oscuramento dei dati non è raffigurato l'asse delle ordinate). Come ci si aspettava, esso risulta coerente in ogni test, proprio perché tale indice caratterizza il convertitore di coppia e non le condizioni, o la tipologia di guida. Inoltre, l'andamento proposto è in linea con quanto riportato in letteratura. [16]



**Figura 3-16:** Traccia Capacity factor sperimentale.

Appurato ciò si può procedere ponendo l'intero insieme di punti sperimentali in un'unica curva ed eliminando i valori ritenuti *outlier*. Lo scopo di ciò è ripulire la traccia ottenuta, in modo tale da definire una *trendline* (attraverso il metodo dello scarto quadratico medio) più precisa possibile.

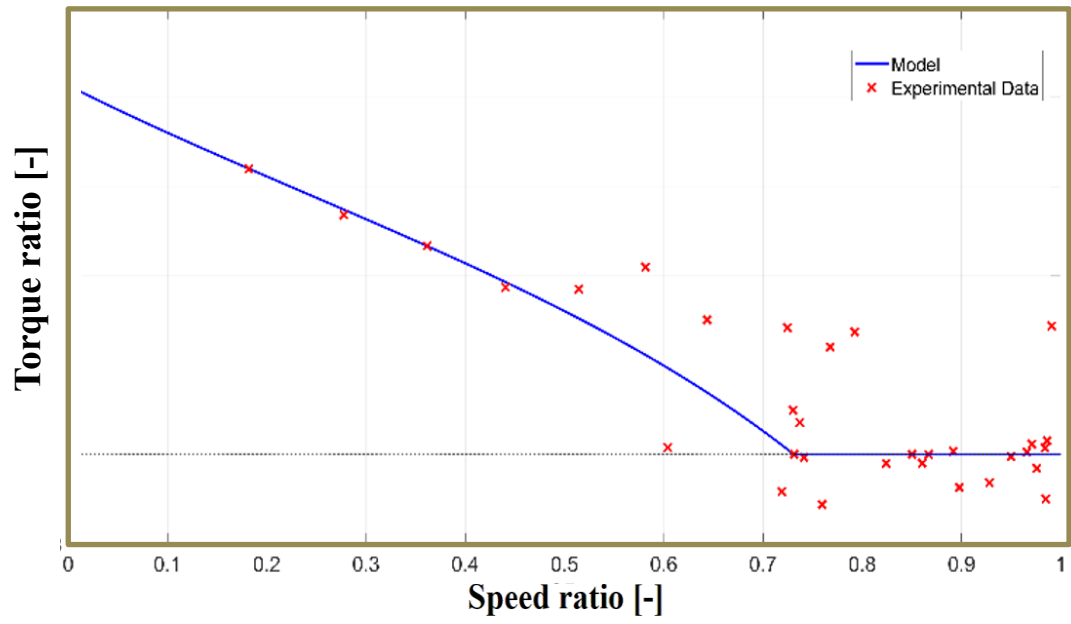
Il risultato finale ottenuto è riportato in *Figura 3-17* ponendo in blu la curva di tendenza appena definita ed in rosso i punti sperimentali, anche in questo caso si rinuncia all'asse delle ordinate e all'introduzione dei coefficienti delle due curve per motivi legati alla riservatezza del progetto. [16]



**Figura 3-17:** Traccia capacity factor simulata.

In parallelo a questo tipo di analisi, si è svolta la stessa attività per la valutazione del coefficiente di *Torque ratio*, essendo anche esso, come è già stato visto in precedenza riconducibile ad un polinomio di secondo grado funzione dello *speed ratio*.

Anche in questo caso i punti sperimentali sono concordi alla letteratura, ed è stato necessario effettuare un'eliminazione degli *outlier* prima della definizione della *trendline*. In *Figura 3-18* è proposto il risultato finale di questa seconda analisi, la lettura dell'immagine è la medesima di quella proposta per il *Capacity factor*. [14]



*Figura 3-18: Traccia torque ratio simulata.*

## 4 MODELLO TRASMISSIONE

Le varie indagini e prove sperimentali eseguite sono state necessarie per individuare le principali logiche veicolo ed in particolare quelle a livello di trasmissione. Esse inoltre sono state indispensabili per poter avere un confronto con la simulazione del modello creato, così da individuare l'affidabilità dello stesso e validarlo.

La piattaforma di simulazione scelta per l'implementazione del modello è Matlab/Simulink. L'obiettivo, come è stato chiarito più volte nei precedenti capitoli, è replicare il comportamento di un veicolo, in termini di coppia e velocità del sistema di motopropulsione e del veicolo stesso.

Nella fattispecie era già disponibile un modello dedicato per un veicolo ibrido P2 dotato di cambio manuale, quindi ciò che è stato effettivamente implementato è un blocco dedicato al cambio automatico ed in particolare al convertitore di coppia e alle sue logiche.

### 4.1 MODELLO P2 CON CAMBIO MANUALE

Il modello originale è ripartito in macro-blocchi che identificano le principali componenti del sistema di trasmissione di potenza. Quelli principali e necessari alla corretta comprensione dello stesso sono i seguenti:

- Driver;
- HCU;
- Motore elettrico;
- Motore termico;
- Trasmissione;
- Veicolo.

In ogni blocco si generano dei segnali che interagiscono con quelli degli altri blocchi, sviluppando così il processo logico alla base del modello.

Il modello, per poter simulare in maniera corretta il comportamento del veicolo, necessita sia di input che identificano la tipologia di test o di manovra da processare (riportati in *Tabella 4-1*), che di input che sono intrinseci dell'automobile (forniti in *Tabella 4-2*).

Va specificato che sono necessari anche altri input, essi non sono proposti nelle tabelle, in quanto assunti sulla base di veicoli simili.

*Tabella 4-1: Input caratterizzanti il test eseguito.*

| <b>GRANDEZZA DI RIFERIMENTO</b>         | <b>Unità di misura</b> |
|-----------------------------------------|------------------------|
| Traccia di velocità                     | km/h                   |
| Traccia di marcia innestata             | -                      |
| Test mass                               | kg                     |
| F0                                      | N                      |
| F1                                      | N / km/h               |
| F2                                      | N / km/h <sup>2</sup>  |
| Stato di carica della batteria iniziale | %                      |
| Temperatura aria ambiente               | °C                     |
| Durata della prova                      | s                      |

I termini F0, F1 e F2 sono grandezze caratteristiche del veicolo, in relazione al ciclo effettuato, il loro significato verrà spiegato nel corso dei paragrafi successivi.

Si ricorda che con *test mass* non si indica la massa effettiva, ma una massa identificativa del ciclo (NEDC e WLTC), nel caso di manovre il valore di massa adottato è quello del ciclo WLTC.

*Tabella 4-2: Input caratterizzanti il veicolo testato.*

| BLOCCO DI RIFERIMENTO   | GRANDEZZA DI RIFERIMENTO                         |
|-------------------------|--------------------------------------------------|
| <i>Motore elettrico</i> | Tempo di raffreddamento dopo l'utilizzo in picco |
|                         | Tempo massimo di utilizzo in picco               |
|                         | Curva di coppia massima in picco                 |
|                         | Curva di coppia massima in continuo              |
|                         | Caratteristica drag losses                       |
|                         | Inerzia del motore                               |
|                         | Mappa efficienza del motore                      |
| <i>Motore termico</i>   | Cilindrata                                       |
|                         | Velocità di rotazione minima                     |
|                         | Inerzia del motore                               |
|                         | Curva di coppia massima                          |
|                         | Caratteristica friction                          |
| <i>Veicolo</i>          | Dimensioni pneumatico                            |
|                         | Interasse                                        |
|                         | Coefficiente di area frontale                    |
|                         | Area frontale                                    |
| <i>Trasmissione</i>     | Numero di marcie                                 |
|                         | Rapporto di trasmissione di ogni marcia          |
|                         | Rapporto di trasmissione al ponte                |
|                         | Mappa rendimenti gearbox                         |
|                         | Mappa rendimenti differenziale                   |
|                         | Mappa Capacity factor                            |
|                         | Mappa Torque ratio                               |
|                         | Inerzia convertitore di coppia                   |

#### 4.1.1 Driver

La traccia di velocità in input al modello è identificata come velocità richiesta all'interno del blocco del driver, per cui è all'interno di esso che si apre l'anello di calcolo che gestisce l'intero modello. A partire da questa traccia si definisce, attraverso un semplice rapporto incrementale, l'accelerazione richiesta nello stesso blocco. Questo valore è soggetto ad un filtro, in quanto un segnale di velocità campionato ad

alta frequenza potrebbe portare ad un segnale molto frastagliato, in quanto la formula derivativa che lega queste grandezze, risentirebbe delle tante oscillazioni. A fronte di questa accelerazione si individua una coppia richiesta alle ruote nel Pre-Control, basata sull'utilizzo dei coefficienti di *Coast Down* ( $F_0$ ,  $F_1$ ,  $F_2$  riportati in *Tabella 4-1*); ed una richiesta nel PI-Control volta a compensare l'errore fra la velocità di input (quindi quella richiesta) e quella in output (ossia quella calcolata alla fine della catena di calcolo impostata nel modello).

Il metodo utilizzato per il calcolo della coppia nel sistema Pre-Control è il risultato di un equilibrio dinamico:

$$F_{xT} - R_{xT} = m a_{veh} = m \frac{d v_{veh}}{dt} \quad (4.1)$$

Dove:

- $F_{xT}$  : Forza motrice;
- $R_{xT}$  : Forza resistiva totale;
- $m$  : test mass;
- $a_{veh}$  : accelerazione veicolo;
- $v_{veh}$  : velocità veicolo.

Per quanto riguarda la forza resistiva totale invece, essa risulta essere la somma di più componenti:

$$R_{xT} = R_r + R_a + R_i \quad (4.2)$$

Dove:

- $R_r$  : Resistenza al rotolamento dovuta alla coppia ruota-terreno
- $R_a$  : Resistenza dovuta all'aria
- $R_i$  : Resistenza dovuta alla pendenza del terreno

Tali resistenze sono ricondotte a polinomi approssimativi secondo relazioni empiriche. Tali polinomi sono tutti funzione della velocità istantanea del veicolo. È possibile quindi definire la resistenza totale come un polinomio le cui costanti sono i già citati coefficienti di *Coast Down*.

$$R_{xT} = F_0 + F_1 v_{veh} + F_2 v_{veh}^2 \quad (4.3)$$

Una volta ottenuta la forza equivalente alla resistenza totale che agisce sull'autovettura, attraverso il raggio dinamico del veicolo, è possibile convertirla in coppia.

$$C_{req,Pre-control} = R_{xT} r_D \quad (4.4)$$

A partire da un qualunque pneumatico identificato dalla sigla *xxx/yy Rzz*, il valore di tale raggio è il seguente:

$$r_D = \frac{\left( 25.4 \cdot ZZ + 2 \cdot XXX \cdot \frac{YY}{100} \right)}{2000} \quad (4.5)$$

Dove 25.4 è la conversione da *pollici* a *mm*, mentre 2000 è necessario per convertire da diametro in *mm* a raggio in *m*.

Questo è il valore identificativo della coppia richiesta dal Pre-Control.

Lato PI-Control invece si opera in *closed loop*, che significa generare un valore di coppia tale da compensare un delta di velocità fra quella richiesta e quella figlia della catena logica del modello.

Il risultato così ottenuto è un termine di coppia alle ruote necessaria a seguire la traccia di velocità di input.

#### 4.1.2 HCU

A partire dal valore di coppia uscente dal blocco del Driver, passando per il semplice rapporto di trasmissione, si risale al termine di potenza richiesto al blocco *powertrain*. La logica che segue il veicolo è una partenza in regime puramente elettrico, per cui la prima coppia generata col metodo identificato è solo relativa all'EM. Ad essa segue la formazione di segnali booleani che indicano o meno la richiesta di accensione o spegnimento del motore termico. Questa dinamica con l'annesso controllo di guida in modalità *full-electric* o *hybrid* è gestita dal blocco HCU, le cui logiche di controllo sono fornite già validate.

Nel caso in cui la trazione è ibrida, vanno distinte diverse modalità, alle quali corrispondono diversi metodi di *power split*. Il blocco proposto in *Figura 4-1* suggerisce come avviene il contributo di coppia totale da parte dei due propulsori. I casi distinti sono tre:

1. Charge: in questa fase, si registra una richiesta di coppia negativa all'EM in base alla percentuale di carica della batteria. Quando infatti essa scende sotto un certo stato di carica, una parte costante della coppia del motore termico viene impiegata per ricaricare l'elettrico. Quindi in questo caso la coppia dell'ICE è data dalla richiesta alle ruote scalata, a cui si somma quella dovuta alla ricarica della batteria.
2. Engine only: questo funzionamento si osserva solo in casi estremi in cui il SoC registrato è talmente basso da portare al funzionamento del solo motore a

combustione interna. In questa fase infatti, il motore elettrico è settato in *zero load* (fornisce coppia nulla).

3. Overboost: in questo caso il motore elettrico fornisce supporto qualora il termico eroga la massima coppia possibile.

A fronte di questa ripartizione, si arriva all'output del blocco, ossia alle coppie singole richieste ai due motori.

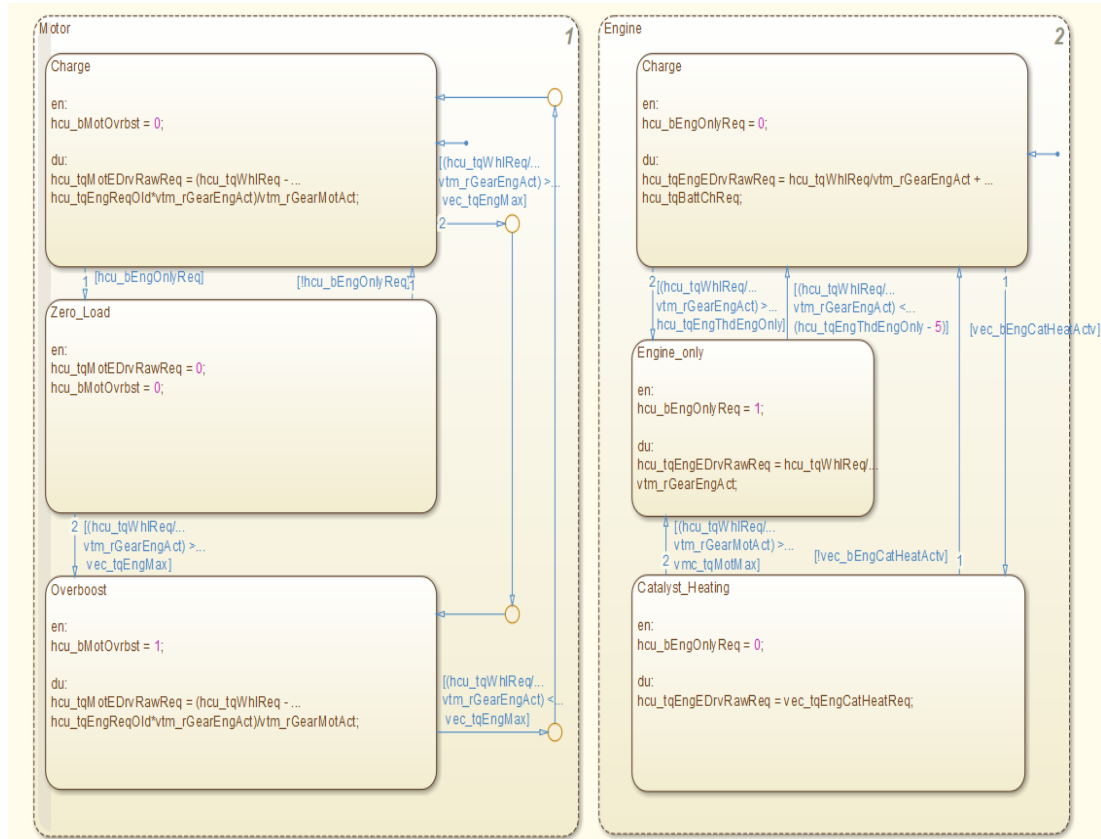
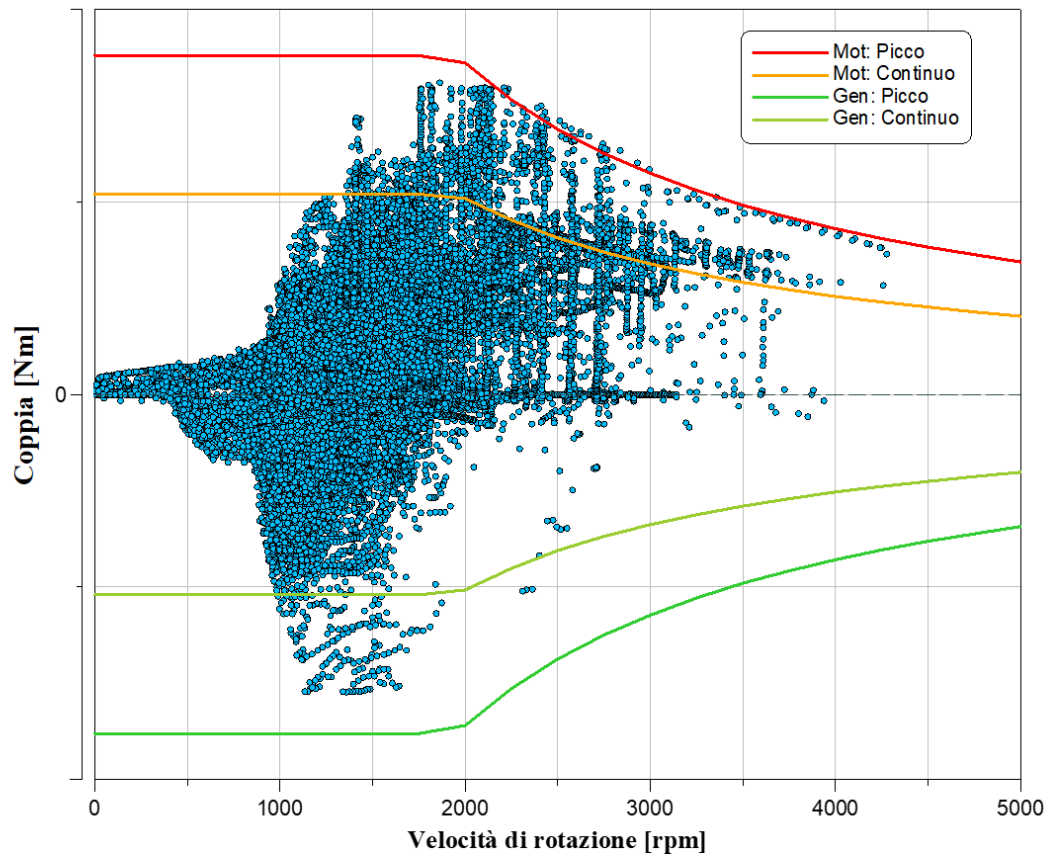


Figura 4-1: Torque split.

### 4.1.3 Motore elettrico

Per ragioni legate alle alte temperature raggiunte, e quindi allo stato di salute delle sue componenti, un motore elettrico non può funzionare in regime di picco oltre un certo intervallo di tempo. Per tali motivazioni la coppia richiesta al motore elettrico, generata in HCU, viene contenuta con la massima coppia di picco, in linea con quanto detto, per poi passare ad un limite inferiore definito dalla massima coppia di funzionamento in modalità continua. In Figura 4-2 è proposta la curva di coppia massima appena descritta, distinguendo in rosso e in verde rispettivamente il comportamento da generatore e da motore, con diverse tonalità per distinguere il funzionamento in picco ed in continuo. I marker in blu forniti in figura indicano i punti operativi delle prove adottate.



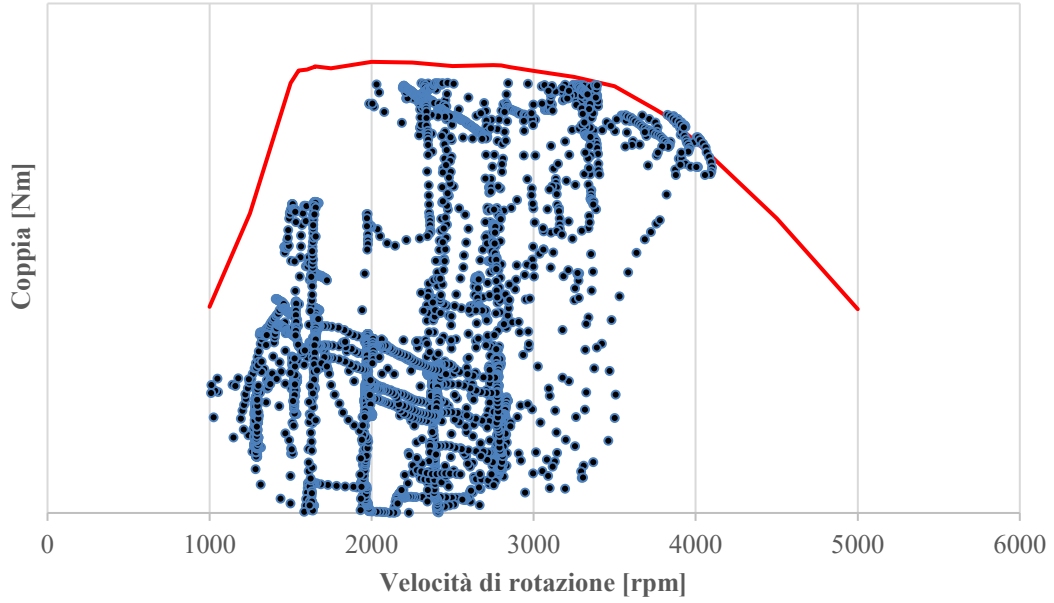
**Figura 4-2:** Curva di coppia massima del motore elettrico.

A seguito di questa limitazione si va a definire la coppia dell'EM in output al modello, sottraendo al valore ricavato le perdite di origine inerziali e quelle dovute alle correnti parassite (cioè quei valori di forza elettromotrice che si formano durante la rotazione del motore in opposizione al moto stesso).

#### 4.1.4 Motore termico

Così come per il motore elettrico, anche il termico subisce una limitazione basata sulla sua curva di coppia massima. Essa è riportata in *Figura 4-3* in rosso, mentre i punti operativi di funzionamento dell'ICE figurano in blu. Ovviamente questi ultimi risultano di gran lunga inferiori rispetto quelli individuati per il motore elettrico, essendo una prova eseguita totalmente in *eDrive* e le altre con il propulsore termico spento in diversi tratti.

Il segnale ottenuto è poi depurato dalle perdite inerziali del propulsore stesso. Il risultato ultimo è l'output di coppia dell'ICE.



*Figura 4-3: Curva di coppia massima del motore termico.*

#### 4.1.5 Trasmissione

Le coppie finali ottenute dai blocchi motori sono sommate in unica coppia, che costituisce l'input alla trasmissione:

$$C_{input\ trasm} = C_{EM} + C_{ICE} \quad (4.6)$$

Va sottolineato che oltre il limite di coppia sui singoli motori, vi è una soglia sul *powertrain* totale per evitare che il veicolo possa raggiungere velocità massime troppo elevate.

Questo valore a sua volta è scalato fino ad arrivare all'assale posteriore, per cui si opera amplificandolo prima col rapporto di trasmissione della marcia innestata, tenendo conto delle perdite dovute allo strisciamento fra i denti in presa, e quindi del rendimento della trasmissione:

$$C_{output\ trasm} = C_{input\ trasm} \tau_{gear} \eta_{trasm} \quad (4.7)$$

E poi, allo stesso modo, passando attraverso il differenziale e quindi il rapporto al ponte e le perdite legate ad esso:

$$C_{wheel} = C_{output\ trasm} \tau_{ponte} \eta_{diff} \quad (4.8)$$

### 4.1.6 Veicolo

In quest'ultimo blocco del modello rientra in gioco la relazione (4.1) adottata nel *Driver*. In questo caso però la variabile di input è la coppia alle ruote, mentre quella in output è la velocità, per cui si utilizza un calcolo integrale, seguendo i passaggi riportati di seguito:

$$v_{veh} = \int a_{veh} dt \quad (4.9)$$

$$r_D \frac{C_{wheel} - C_{xT}}{j_{eq\ veh}} = a_{veh} \quad (4.10)$$

Dove:

- $C_{wheel}$  è la coppia totale alle ruote (ovviamente è quella del solo assale di trazione);
- $C_{xT}$  è la coppia resistiva totale;
- $j_{eq\ veh}$  è l'inerzia equivalente del veicolo.

La coppia resistiva totale, a sua volta, è data dalla forza resistiva introdotta nell'equazione (4.3) e il raggio dinamico del veicolo. Quindi riprende la formula (4.4)

$$C_{xT} = R_{xT} r_D \quad (4.11)$$

L'inerzia equivalente del veicolo, invece, è quella del veicolo a cui si aggiunge l'inerzia delle quattro ruote:

$$j_{eq\ veh} = m_{veh} r_D^2 + 4 j_{wheel} \quad (4.12)$$

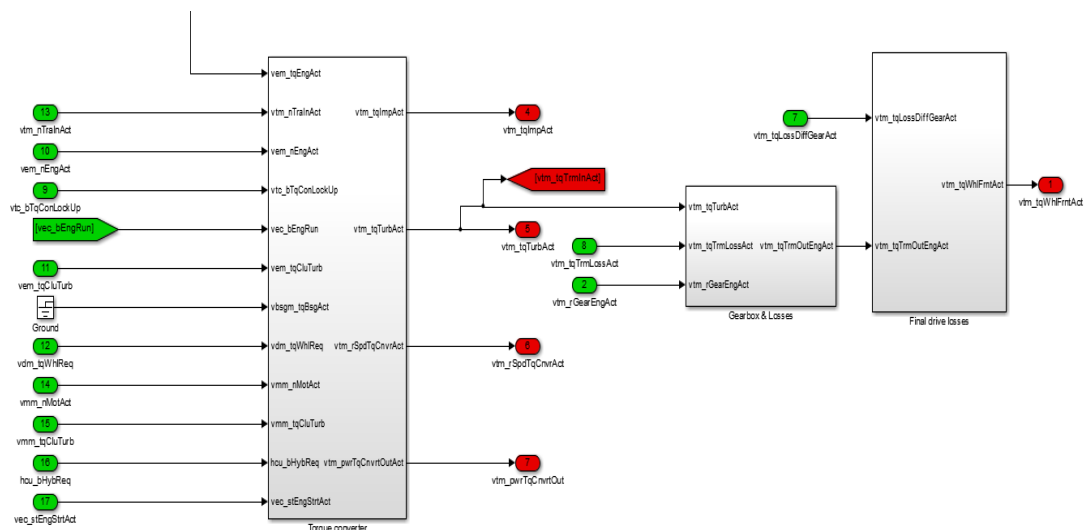
Questo valore di velocità in uscita è quello con cui si effettua la correzione retroattiva, già introdotta nel blocco Driver col nome di PI-control e proposta in *Figura 4-4*. La logica di funzionamento di esso è moltiplicare l'errore (individuato come differenza fra le due velocità in ingresso) per una costante (correzione proporzionale) e moltiplicare lo stesso errore per una parte integrale (correzione integrale). Per cui è qui che si chiude la catena di calcolo del modello.





Rispetto a quanto avviene per la chiusura della frizione, ad un segnale di apertura corrisponde un'attuazione immediata, senza alcun controllo temporale.

- Fase di frenata (*vdm\_bBrkPed*) in cui il valore della velocità dell'EM (*vmm\_nMotAct*) scende al di sotto di un valore di soglia;
- Accensione dell'ICE (così facendo, l'avviamento per trascinamento del propulsore termico per mezzo dell'elettrico, non è avvertito dal guidatore).



**Figura 4-6:** Trasmissione coppia da powertrain a ruote.

All'interno di questo blocco si distinguono le due fasi a frizione chiusa e aperta. Nel primo caso, tramite uno *switch* è come se si bypassasse il convertitore di coppia (Figura 4-7), quindi come già detto non si ha alcuna modifica al comportamento del modello.

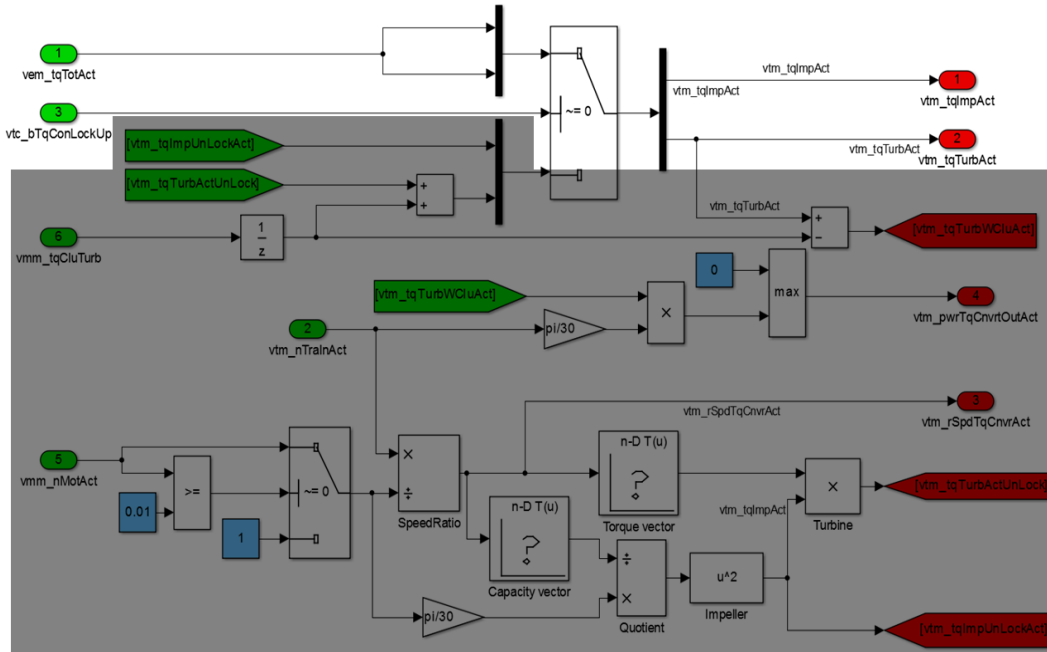
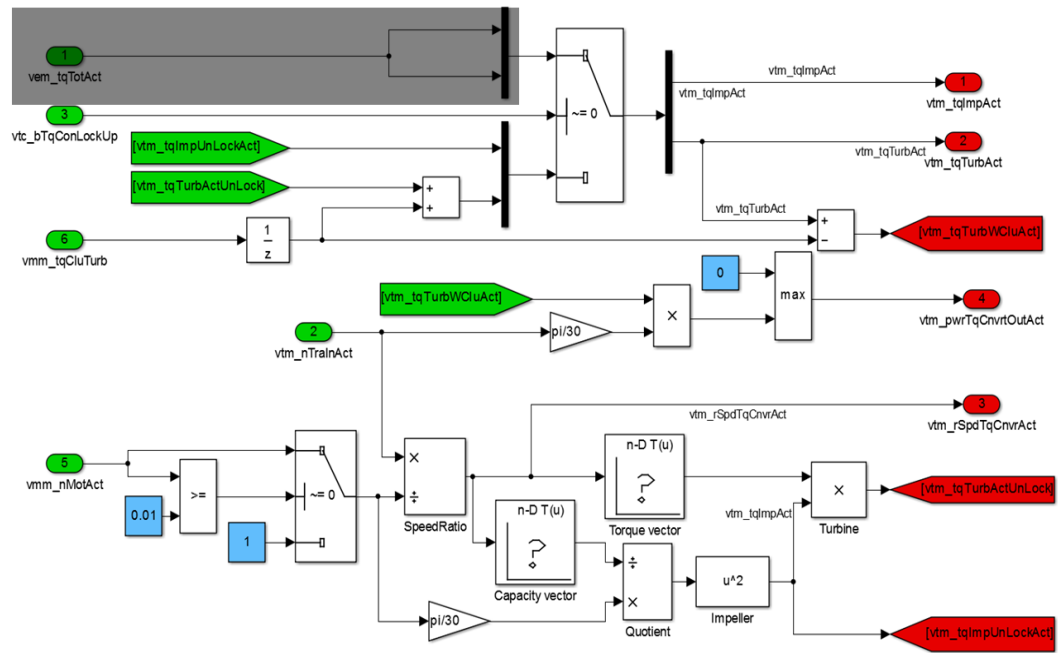


Figura 4-7: Comportamento con Lock-up chiusa.

Nel secondo caso, invece, entra in gioco tutta la dinamica che caratterizza il TC (Figura 4-8). In prima battuta a partire dalla velocità di rotazione del motore elettrico (il cui metodo di calcolo è chiarito di seguito) e quindi della pompa si identifica lo *speed ratio*, semplicemente eseguendo un rapporto con la velocità di ingresso trasmissione. Quest'ultima si ottiene scalando quella delle ruote individuata nell'istante precedente. In funzione del rapporto delle velocità di rotazione delle due giranti si individua il *Capacity factor* e il *Torque vector*, proprio attraverso le due mappe omonime, identificate durante il metodo di indagine. A partire da questi valori, applicando le formule inverse (3.16-19) si risale alle coppie di pompa e turbina.

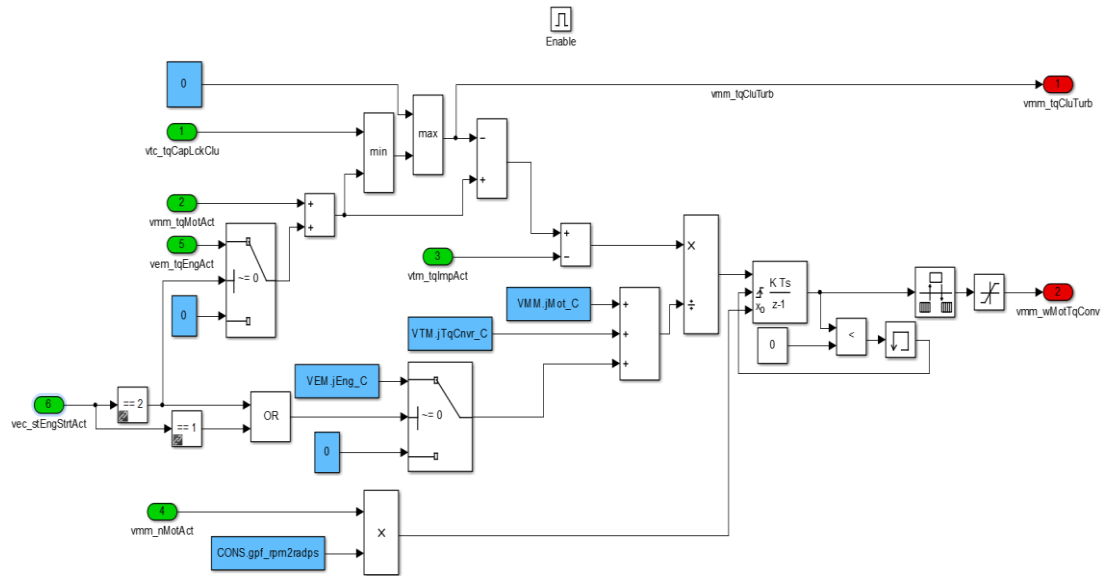


**Figura 4-8:** Comportamento con *Lock-up* aperta.

Come già sottolineato, la difficoltà è che in questa seconda situazione, la trasmissione di potenza fra sistema motopropulsore e ruote non è più funzione dei soli segnali di coppia, ma dipende anche dalla velocità in input al blocco. Il problema quindi è rappresentato dal fatto che la velocità di rotazione del motore elettrico (il riferimento è esso per entrambi i propulsori, in quanto nella configurazione P2 gira sempre, ed essendo sullo stesso asse dell'ICE, ha necessariamente la stessa velocità di esso), in precedenza era calcolata a partire da quella del veicolo, amplificata del rapporto di trasmissione. Questo significa che la catena di calcolo impostata nel modello è interrotta in questo punto. A fronte di ciò è necessario individuare una successione di calcolo diversa, in cui è prima calcolata la velocità di rotazione dell'EM e a partire da essa si giunge a quella del veicolo.

A seconda del segnale indicante la chiusura della *Lock-up clutch* (*vtc\_bTqConLockUp*), si distinguono quindi due differenti casi attraverso uno *switch*. Il primo segue il banale calcolo della velocità a partire da quella istantanea alle ruote, il secondo invece applica la nuova catena di calcolo adattata per le fasi di amplificazioni di coppia. In quest'ultimo caso il calcolo della velocità del motore avviene per mezzo del blocco *Start Unlocked Edrive* (come visibile in *Figura 4-9*).



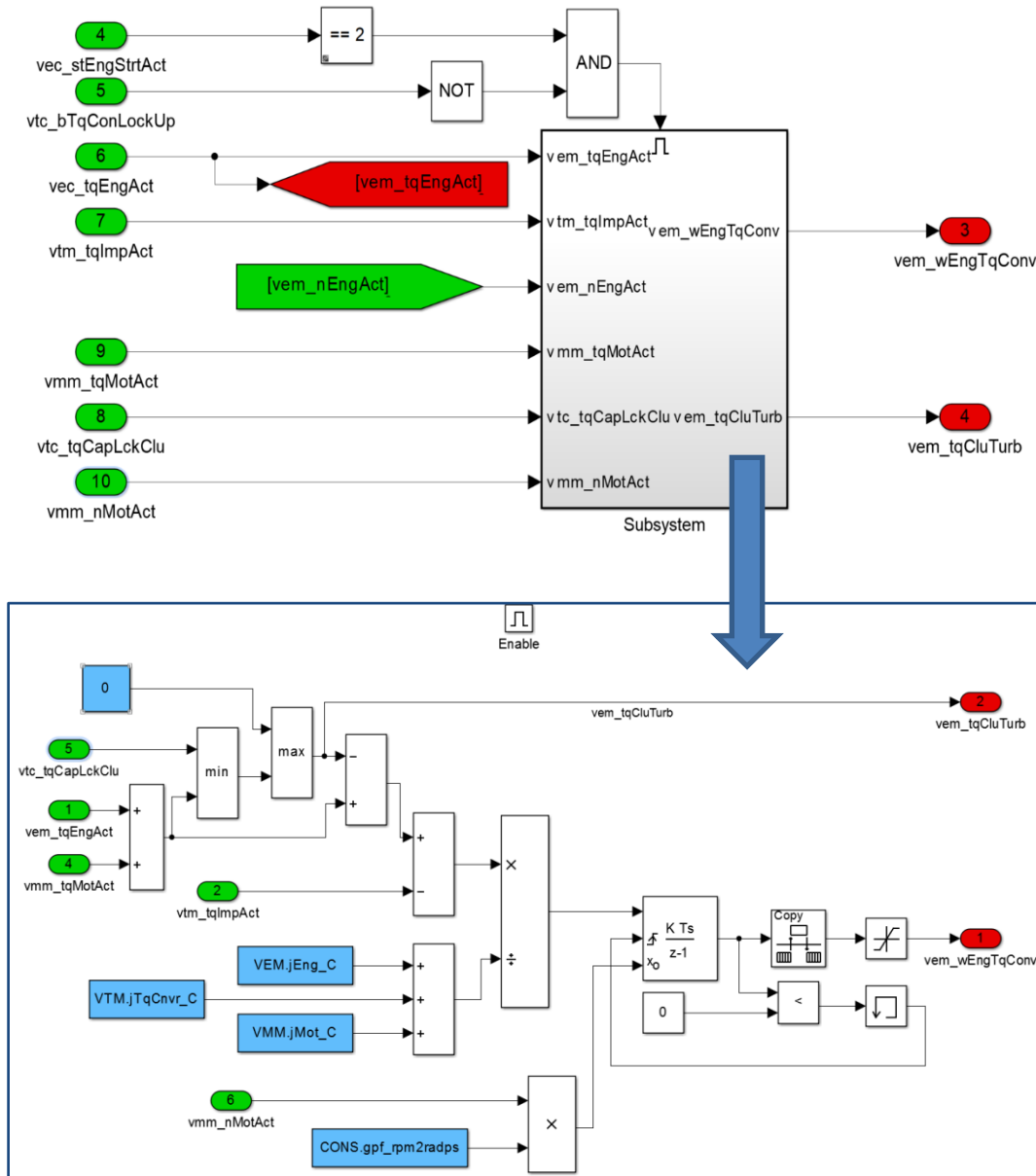


**Figura 4-10:** Calcolo integrale della velocità del motore elettrico in regime di amplificazione di coppia.

In parallelo al motore elettrico, lo stesso calcolo è effettuato per il motore termico. Il blocco è praticamente identico, con la sola differenza che è disattivato non solo quando la LC è chiusa, ma anche quando la trazione è puramente elettrica.

In linea con quanto detto si propone la *Figura 4-11*.

Chiarita questa duplice possibilità a seconda del comportamento del TC, la catena di calcolo seguita prosegue nello stesso modo visto per il modello originale, vedi *Figura 4-6*. Per cui si passa dalla coppia in ingresso alla trasmissione a quella alle ruote seguendo le relazioni (4.7-8). Da qui si procede col calcolo della velocità del veicolo seguendo (4.9-10), per poi chiudere l'anello rientrando nel blocco PI-control all'interno del modello di Driver



**Figura 4-11:** Calcolo integrale della velocità del motore termico in regime di amplificazione di coppia.

## 5 RISULTATI DELLA SIMULAZIONE

Nel seguente capitolo si riportano i risultati ottenuti dalle simulazioni dei diversi test. Per ogni figura è proposto lo stesso layout e quindi lo stesso metodo di lettura. In rosso si osserva l'andamento della grandezza fisica simulata, mentre tratteggiato in nero il valore rilevato dalla prova sperimentale. Sul secondo asse è spesso proposto in blu, con tratto leggero, l'andamento della velocità, espressa in km/h, in modo tale da avere un riferimento costante ed immediato per ogni grandezza analizzata.

Tutti i grafici sono normalizzati rispetto il massimo consentito dalla grandezza (esempio: la coppia del motore elettrico è normalizzata rispetto la massima coppia erogabile da esso in regime di picco), qualora invece non si ha a disposizione un massimo imposto, il termine adottato per la normalizzazione è il valore massimo registrato durante il test (esempio: si registra durante il test un picco di velocità a 150 km/h, la traccia di velocità in quel punto risulta uguale al 100%).

I test processati sono:

1. La prima prova di una sequenza WLTC, quindi un *charge depleting*, in cui non si assiste all'accensione dell'ICE, vista la buona autonomia elettrica del veicolo;
2. Il ciclo di una sequenza NEDC in cui avviene la prima accensione del motore termico;
3. Un'accelerazione con pressione del pedale dell'acceleratore al 50%.

Per ogni test sono presentati i valori di:

- Velocità veicolo;
- Accelerazione del veicolo;
- Coppia alle ruote;
- Velocità di rotazione del motore elettrico;
- Coppia del motore elettrico;
- Energia cumulata dal motore elettrico;
- Velocità di rotazione del motore termico;
- Coppia del motore termico;
- Energia cumulata dal motore termico;

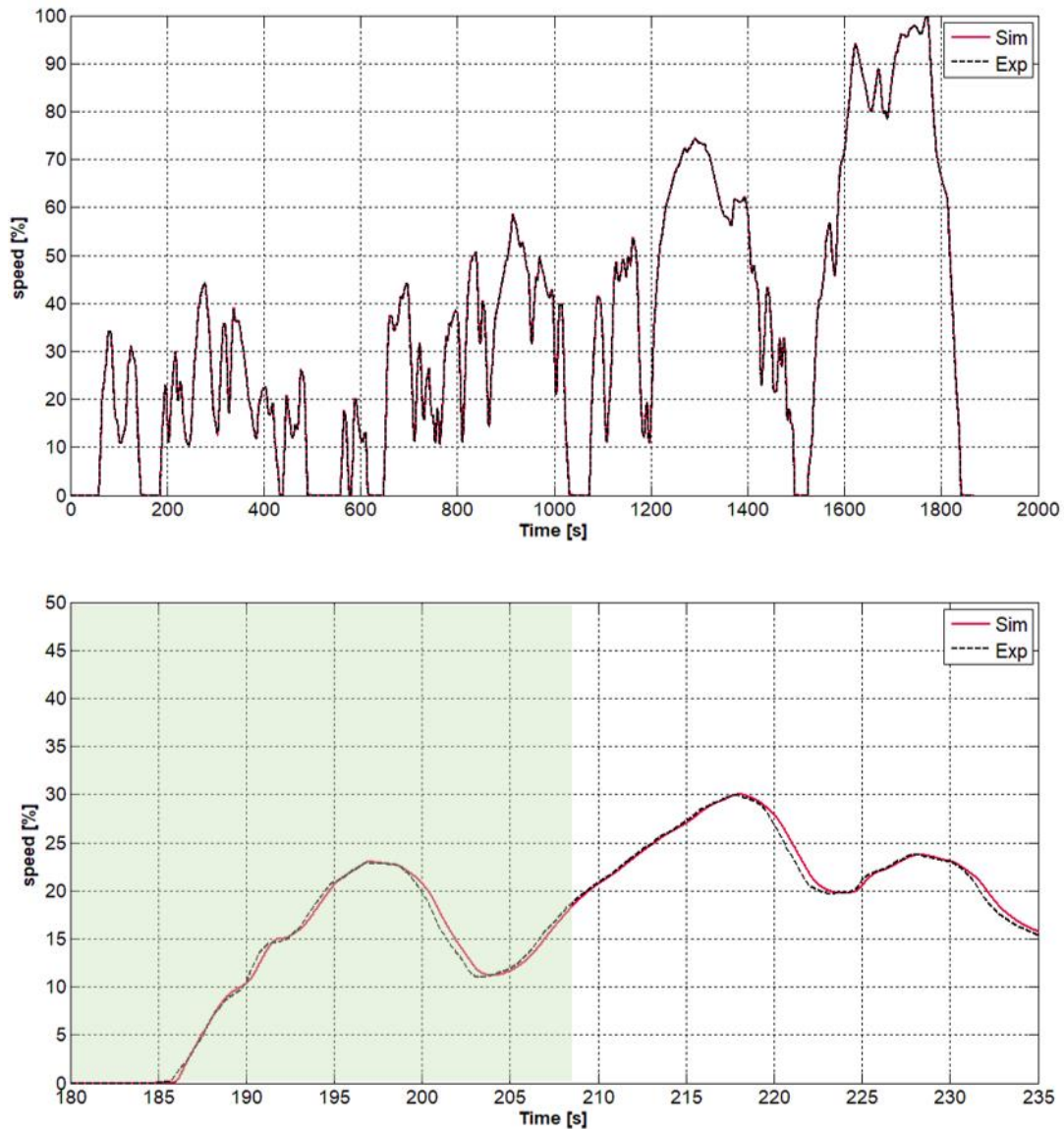
A questi si aggiungono alcuni zoom per evidenziare tratti di interesse. Nello specifico si cercherà di evidenziare sempre un tratto in cui la *lock-up clutch* risulti in un primo momento aperta e in un secondo momento chiusa, così da dimostrare la solidità del modello integrato. A questi tratti si aggiungono, qualora fosse necessario, altri intervalli che richiedono riflessioni particolari. Per rendere lampante la distinzione degli intervalli ad amplificazione di coppia, è stato scelto di evidenziarli in verde nelle sole figure dei particolari.

Essendo il ciclo WLTC in modalità *full electric*, i plot relativi al motore termico per ovvi motivi non sono proposti.

## 5.1 WLTC

Rispetto a quanto proposto nell'introduzione del capitolo, per ogni grandezza fisica, oltre che un plot che copre l'intera durata del ciclo, vi è una seconda immagine che traccia l'andamento della stessa grandezza dal secondo 180 al secondo 235. In questo tratto specifico si osservano i primi 30 secondi circa di LC aperta e gli ultimi 25 in cui essa risulta chiusa.

Nella *Figura 5-1* è proposta la velocità del veicolo, come ci si aspetta, essendo proprio su questa grandezza che il blocco del Driver opera in *closed-loop*, l'errore è ridotto al minimo, in alcuni tratti del tutto nullo. Inoltre, laddove varia la posizione della frizione non si osserva alcun fenomeno particolare, ciò a conferma della corretta integrazione delle logiche.

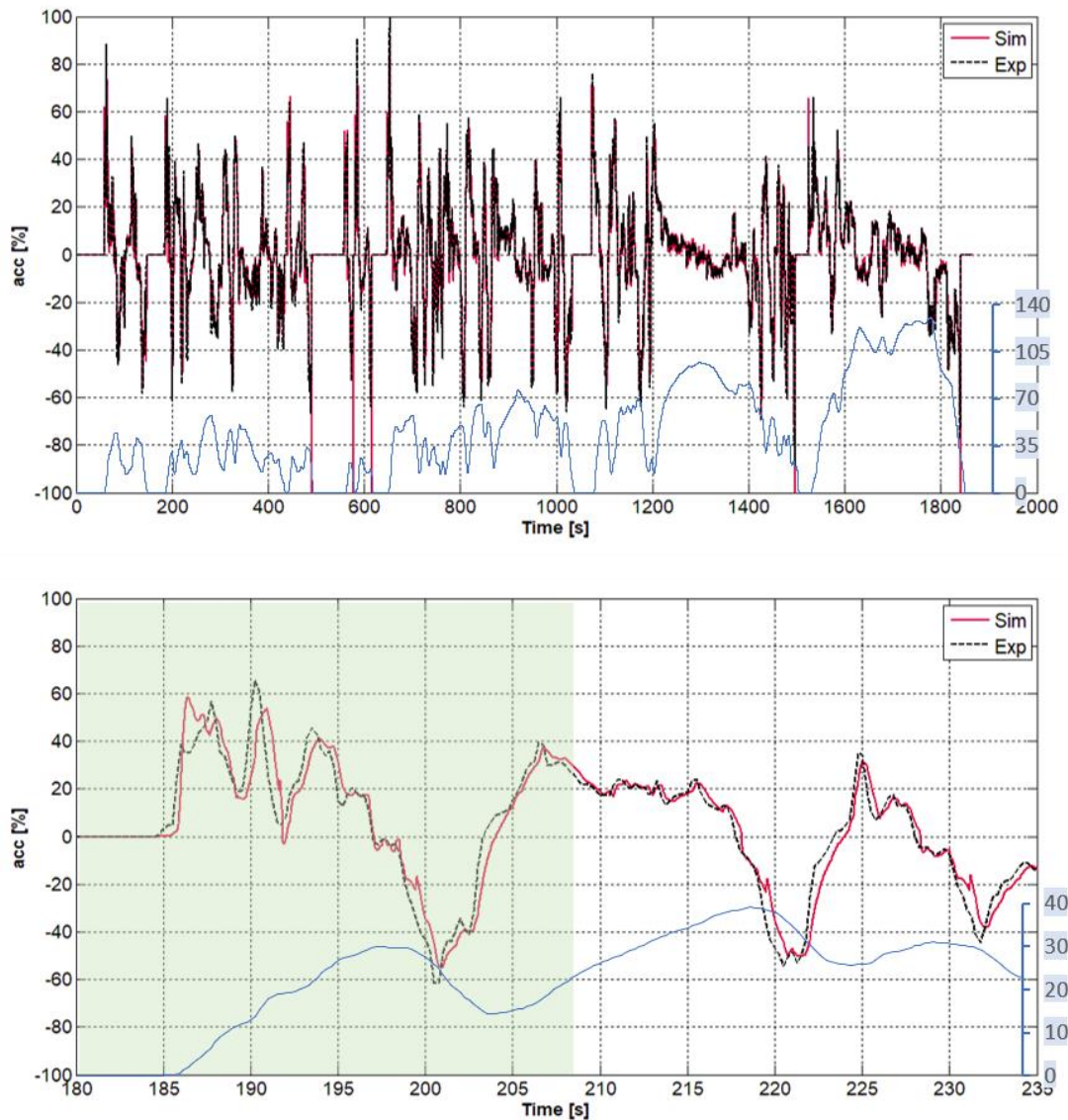


**Figura 5-1:** (WLTC) Velocità veicolo.

In termini di accelerazione, a livello macroscopico, la simulazione appare fedele alla traccia sperimentale. Con una più attenta osservazione però, si può notare come in un primo tratto ad amplificazione di coppia, vi sia una sovrastima dell'accelerazione stessa. Quest'errore è poco maggiore del 10%, e si manifesta per un piccolo tratto (3 secondi circa), quindi si può ritenere accettabile ai fini della validazione del modello. Un'altra riflessione può essere condotta su un apparente ritardo del segnale di accelerazione simulato. Questo però è inevitabile e si riscontra anche nelle future grandezze analizzate in quanto il modello opera in modalità *forward*, avendo come input il profilo di velocità da dover seguire. Per cui, rispetto a quanto avviene nella realtà, dove il veicolo inizia il suo moto come conseguenza di una richiesta e quindi di una generazione di coppia lato *powertrain*; il modello genera le coppie e tutte le

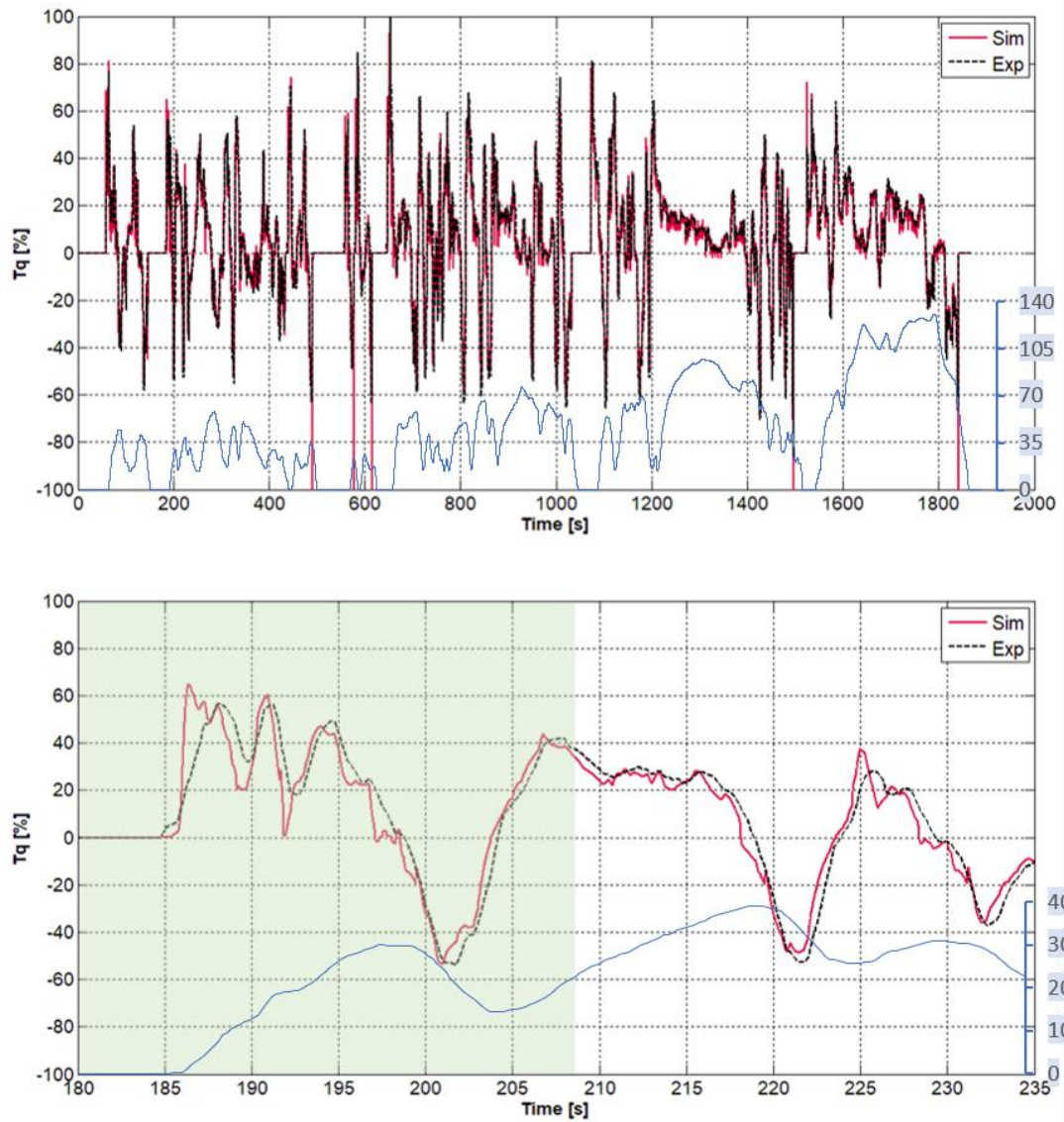
grandezze simulate come conseguenza del profilo di velocità di input, che ne risulta quindi la causa. [17]

La riflessione effettuata è confermata dalle curve in *Figura 5-2*.



**Figura 5-2:** (WLTC) Accelerazione veicolo.

Essendo il processo di calcolo seguito dal modello basato sulla trasmissione della coppia richiesta dal driver fino alle ruote, è proprio a partire da quest'ultima che si determinano, come già chiarito nel capitolo precedente, i valori di velocità ed accelerazione del veicolo. Per cui, come ci si aspetta, la traccia di coppia, si presenta allo stesso modo di quella di accelerazione, con lo stesso ritardo e lo stesso errore percentuale nel primo tratto a *lock-up clutch* aperta. Quanto detto è visibile in *Figura 5-3*.

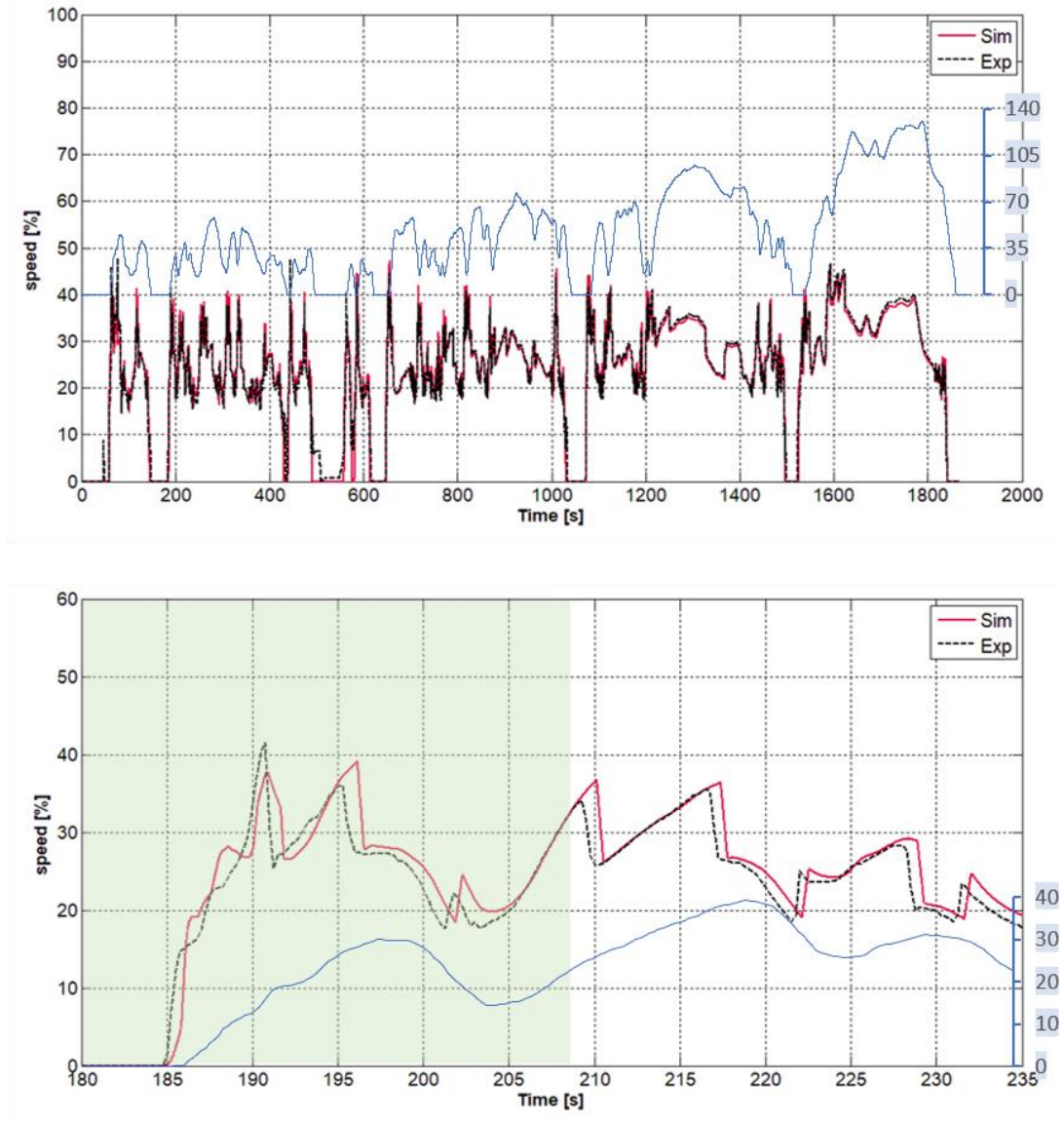


**Figura 5-3:** (WLTC) Coppia alle ruote.

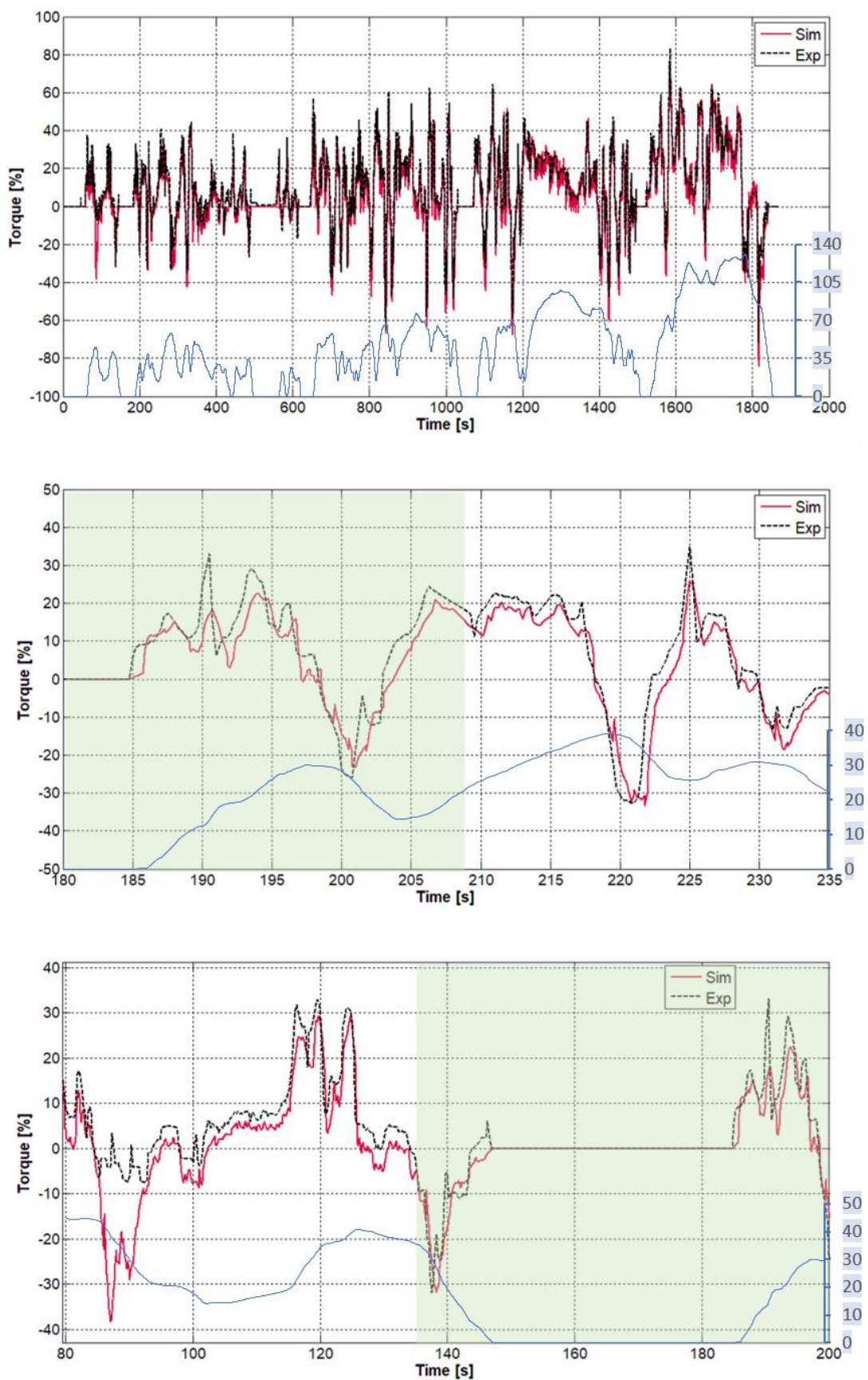
Concentrandosi in particolar modo sulle grandezze caratteristiche del motore elettrico, si osserva che anche esse a livello macroscopico appaiono coerenti con la traccia rilevata sperimentalmente. Nella traccia della velocità di rotazione sono presenti i già giustificati ritardi, unica pecca ravvisabile nell'andamento simulato. In *Figura 5-4* è proposto quanto appena detto.

In *Figura 5-5*, invece, è introdotto il profilo di coppia dell'EM. Complessivamente, come visibile nel primo sub-plot esso appare ben simulato. Ciò che però si nota a partire dal primo zoom, quindi dal secondo sub-plot, è una generale sottostima del suo valore. Questo può essere ricondotto ad un'efficienza sovrastimata di tutta la linea di trasmissione, che a parità di coppia alle ruote, comporta una richiesta minore di coppia lato *powertrain*. Un altro elemento di interesse può essere il primo tratto in cui avviene la frenata rigenerativa, evidenziato nel terzo sub-plot. Nello sperimentale essa è molto

più esigua, ciò è giustificabile col fatto che essendo quella simulata una prima sequenza WLTC, la batteria del veicolo ha ancora uno stato di carica talmente elevato da non richiedere di sfruttare al massimo la frenata. Questa tipologia di logica, come interpretabile dalla figura fornita, non è adottata dal modello.



**Figura 5-4:** (WLTC) Velocità di rotazione del motore elettrico.

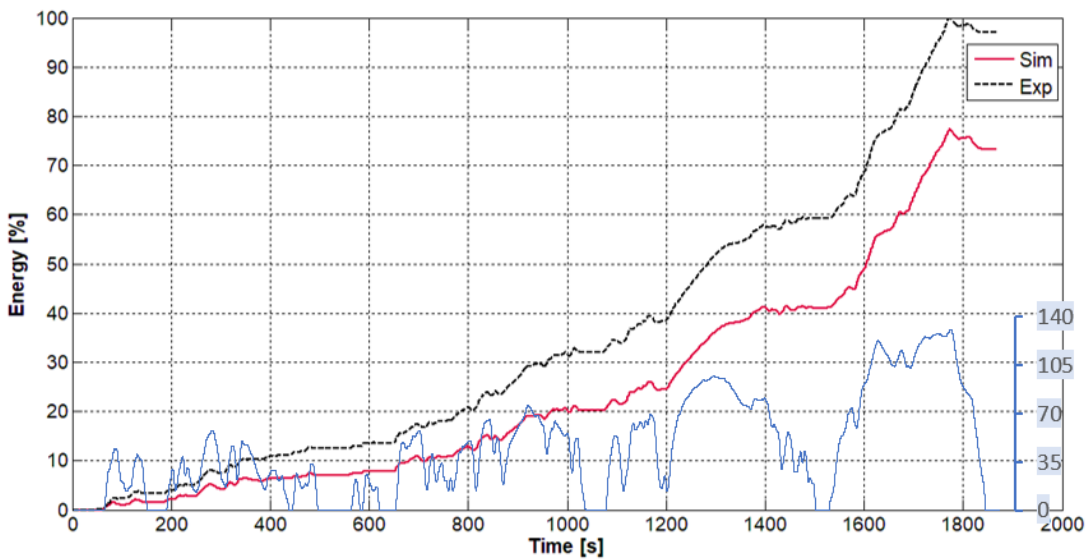


*Figura 5-5: (WLTC) Coppia del motore elettrico.*

L'ultima grandezza confrontata per questo ciclo è l'energia cumulata del motore elettrico, calcolata secondo la formula:

$$\int C_{EM} \omega_{EM} dt \quad (5.1)$$

Ovviamente essendo identificata attraverso una formula integrale, si registra un errore crescente, con picco massimo al termine del ciclo, dove si apprezza un discostamento poco inferiore al 20% (vedi *Figura 5-6*).

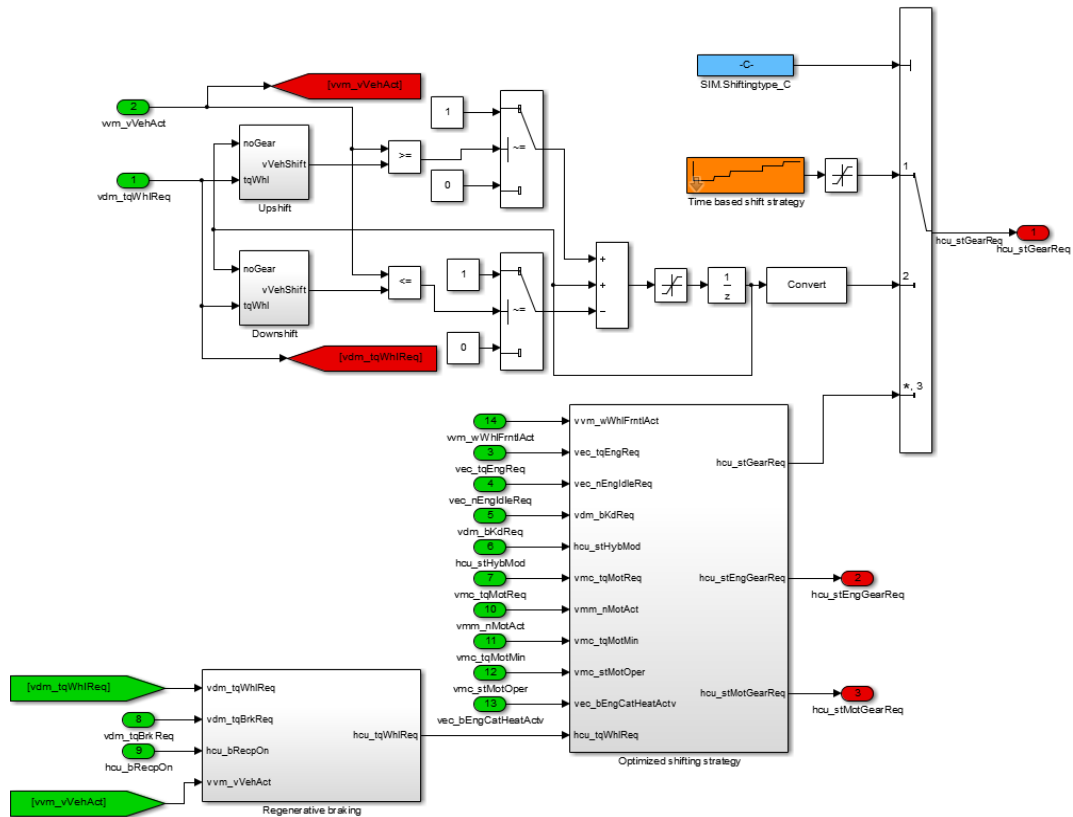


**Figura 5-6:** (WLTC) Energia cumulata motore elettrico.

Fin'ora ogni risultato proposto è figlio di una simulazione i cui input sono profilo di velocità e di cambiata. Attraverso uno *switch* presente nel blocco dell'*Hybrid unit control*, il modello offre la possibilità di adottare delle mappe di cambiata basate sulla coppia erogata dalle ruote in funzione della velocità del veicolo, oppure di lasciar simulare al modello la miglior marcia adottabile, per ridurre al minimo i consumi del veicolo. Questa multi-opzione dotata di tre porte di ingresso è proposta in *Figura 5-7*. Visti gli ottimi risultati ottenuti con marcia imposta, è stato effettuato un tentativo di calibrazione delle mappe di cambiata. Tali mappe sono state adottate proprio per la simulazione del ciclo WLTC in esame, selezionando il secondo ingresso dello *switch* della *Figura 5-7* per valutarne la corretta realizzazione. Essendo per lo più curve con andamento costante, non è proposto un plot di queste mappe, in quanto la normalizzazione dei valori ne farebbe perdere ogni tipo di interesse.

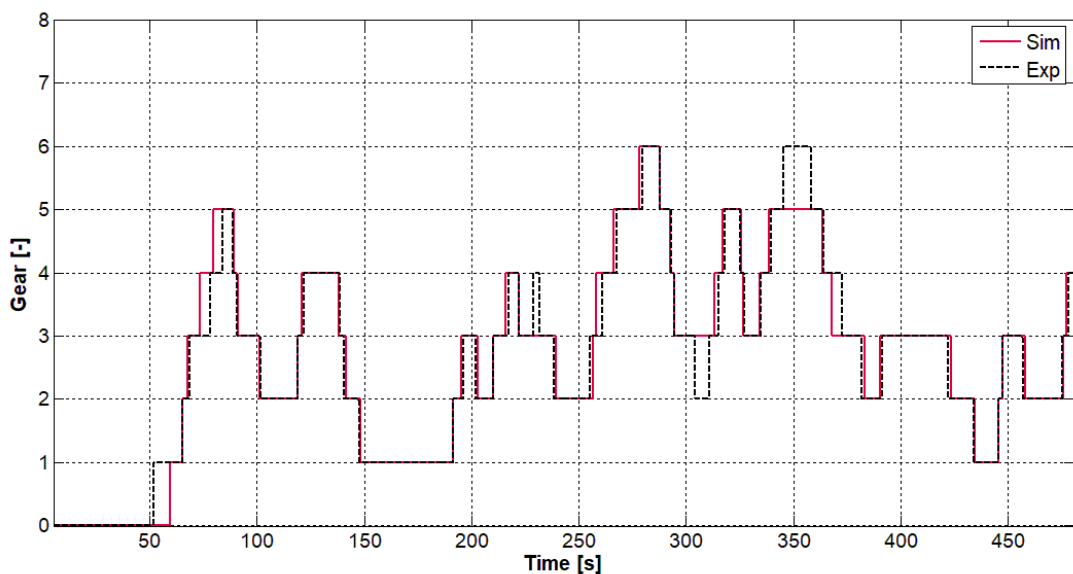
Visto il legame strettamente univoco fra le diverse grandezze, seppur il profilo di marcia innestata risulta accettabile, non può essere adottato per la simulazione del modello. Questo è dovuto ad un effetto a catena, infatti in un qualunque tratto in cui la

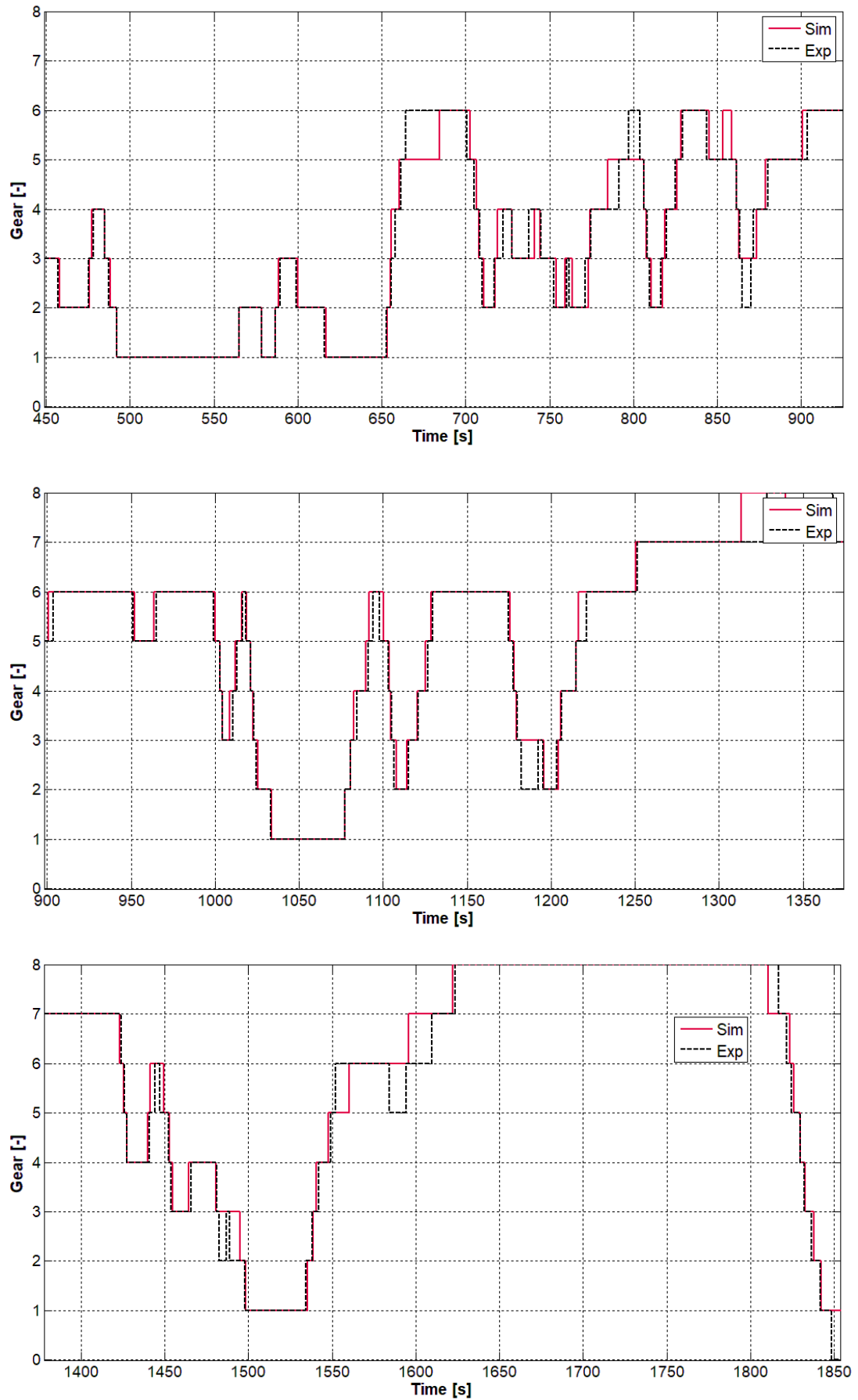
velocità del veicolo è corretta, ma la marcia inesatta, si genera un errore sulla velocità dei motori e di richiesta di coppia ad essi, che rende l'intera trattazione incorretta.



**Figura 5-7:** Blocco di selezione della strategia di cambiata.

In Figura 5-8 è proposto il confronto fra la traccia sperimentale e quella simulata, i risultati non sono corretti istante per istante, ma non comportano grossi errori nel modello. Ciò che principalmente emerge è che le marce superiori alla quarta sono spesso in anticipo o in ritardo rispetto il cambio effettivo registrato sperimentalmente.



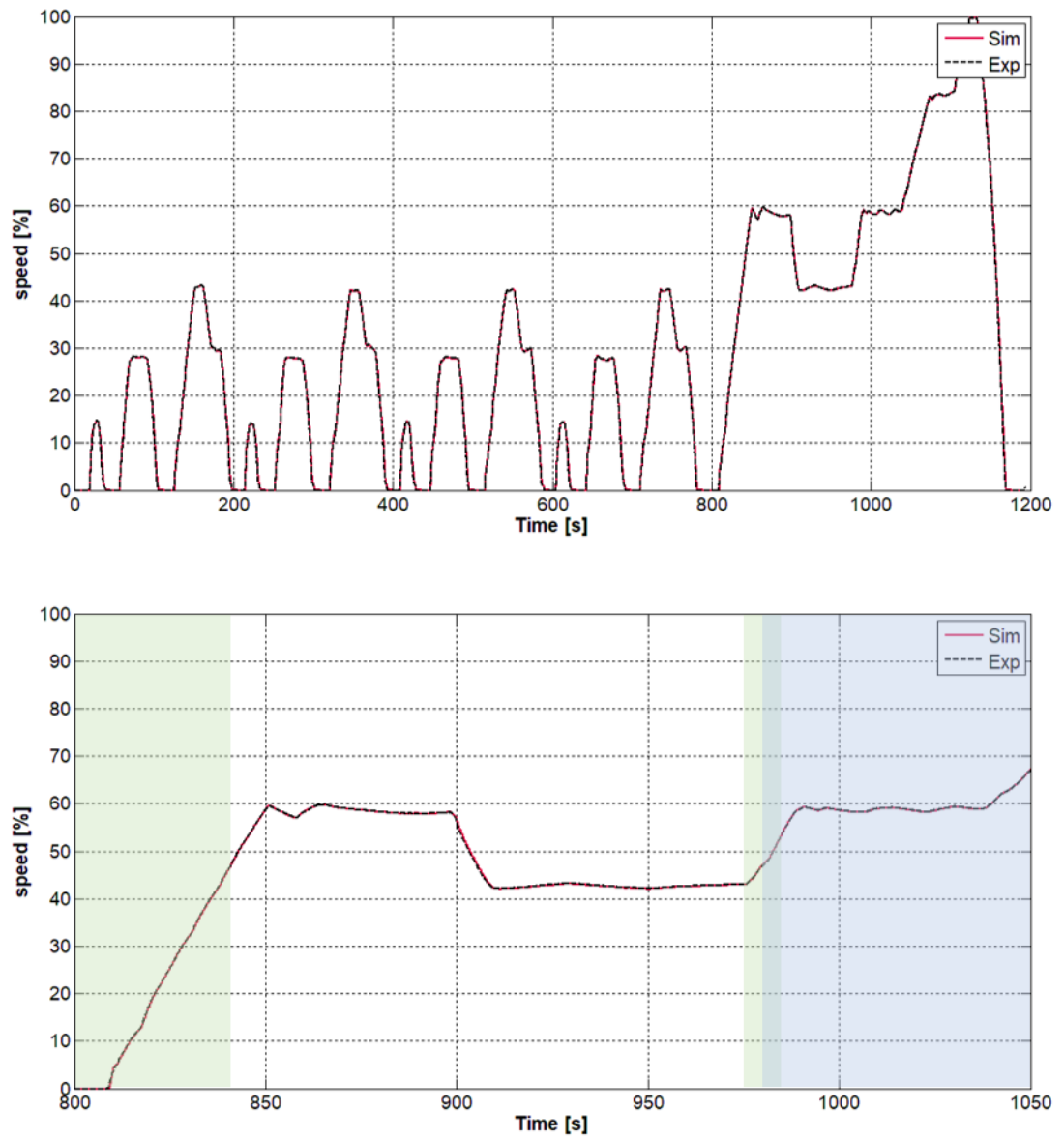
*Figura 5-8: (WLTC) Profilo di marcia innestata.*

## 5.2 NEDC

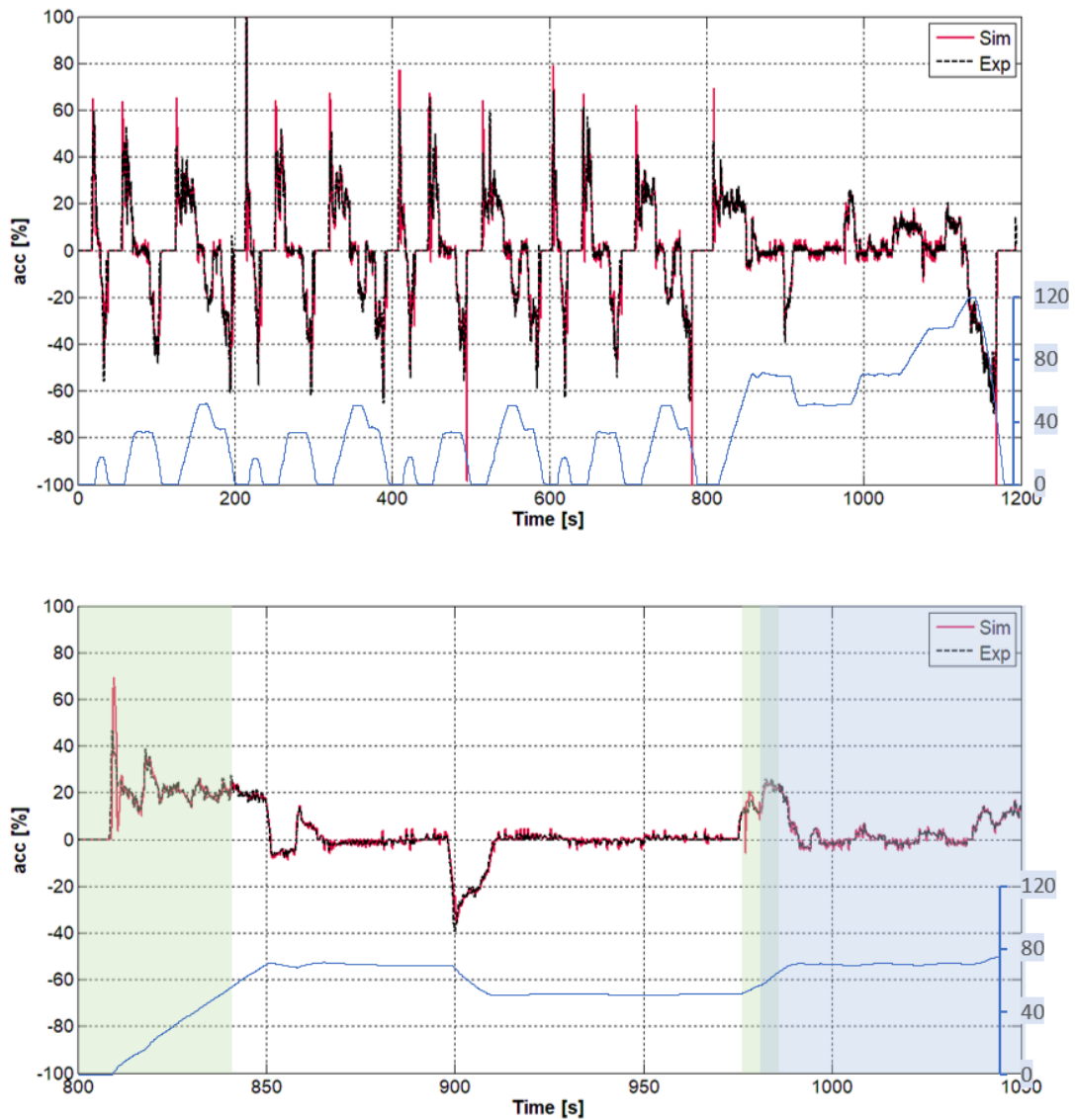
Così come già fatto nel caso del WLTC, si è effettuata un'analisi del tutto analoga per il ciclo NEDC. In questo caso è esaminato anche il comportamento del motore termico, che nel test si è acceso durante lo svolgimento del tratto EUDC. Oltre che gli intervalli evidenziati in verde indicanti la LC aperta, nelle figure proposte vi sono dei tratti evidenziati in blu per indicare il funzionamento in modalità ibrida. La scelta degli ingrandimenti è diversa a seconda del componente, ovviamente per le grandezze caratterizzanti l'ICE si evidenzia l'intero tratto in cui esso è in funzione, senza riportare la colorazione indicizzante il funzionamento contemporaneo dei due motori. Per le altre componenti invece, si è scelto di concentrarsi su un tratto in cui sono visibili sia i funzionamenti di *lock-up clutch* aperta e chiusa, che quelli con propulsore termico acceso e spento.

La prima grandezza presa in considerazione è la velocità del veicolo che, per le medesime considerazioni fatte in precedenza, risulta simulare correttamente i dati sperimentali, anche al variare della posizione della frizione e dell'accensione dell'ICE, come visibile in *Figura 5-9*.

L'accelerazione del veicolo riportata in *Figura 5-10*, si presenta in linea col dato sperimentale, eccezion fatta per il tratto antecedente l'accensione del motore termico, dato dalla sovrapposizione dei due tratti evidenziati (verde e blu) di apertura *lock-up* e avvio dell'ICE. In quel punto specifico si registra un discostamento del valore di un'entità pari al 20%. Altro tratto non perfettamente simulato è quello all'avvio, che sovrastima il dato originale, probabilmente dovuto ad un'eccessiva amplificazione della coppia assegnata.

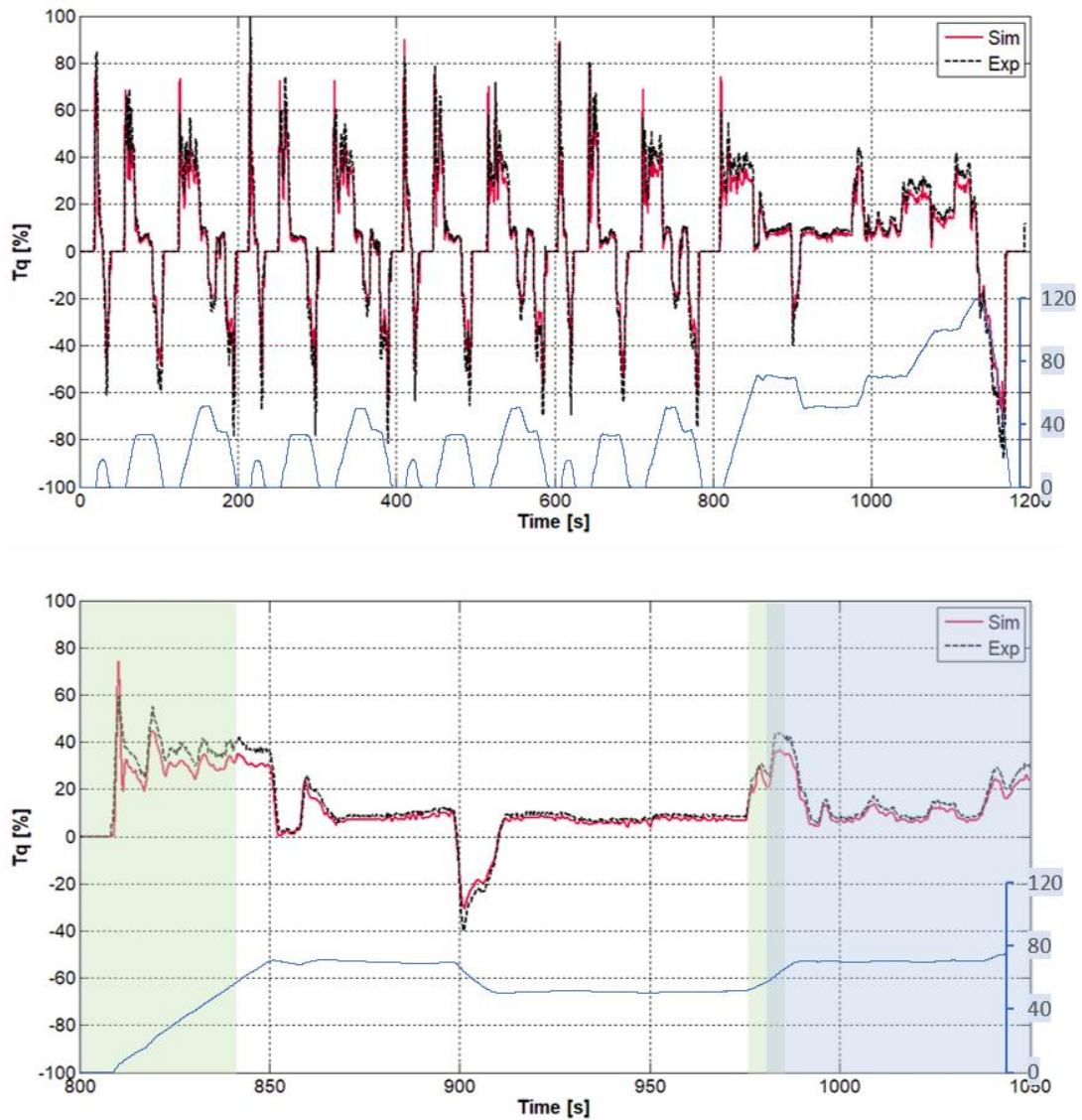


**Figura 5-9:** (NEDC) Velocità veicolo.



**Figura 5-10:** (NEDC) Accelerazione veicolo.

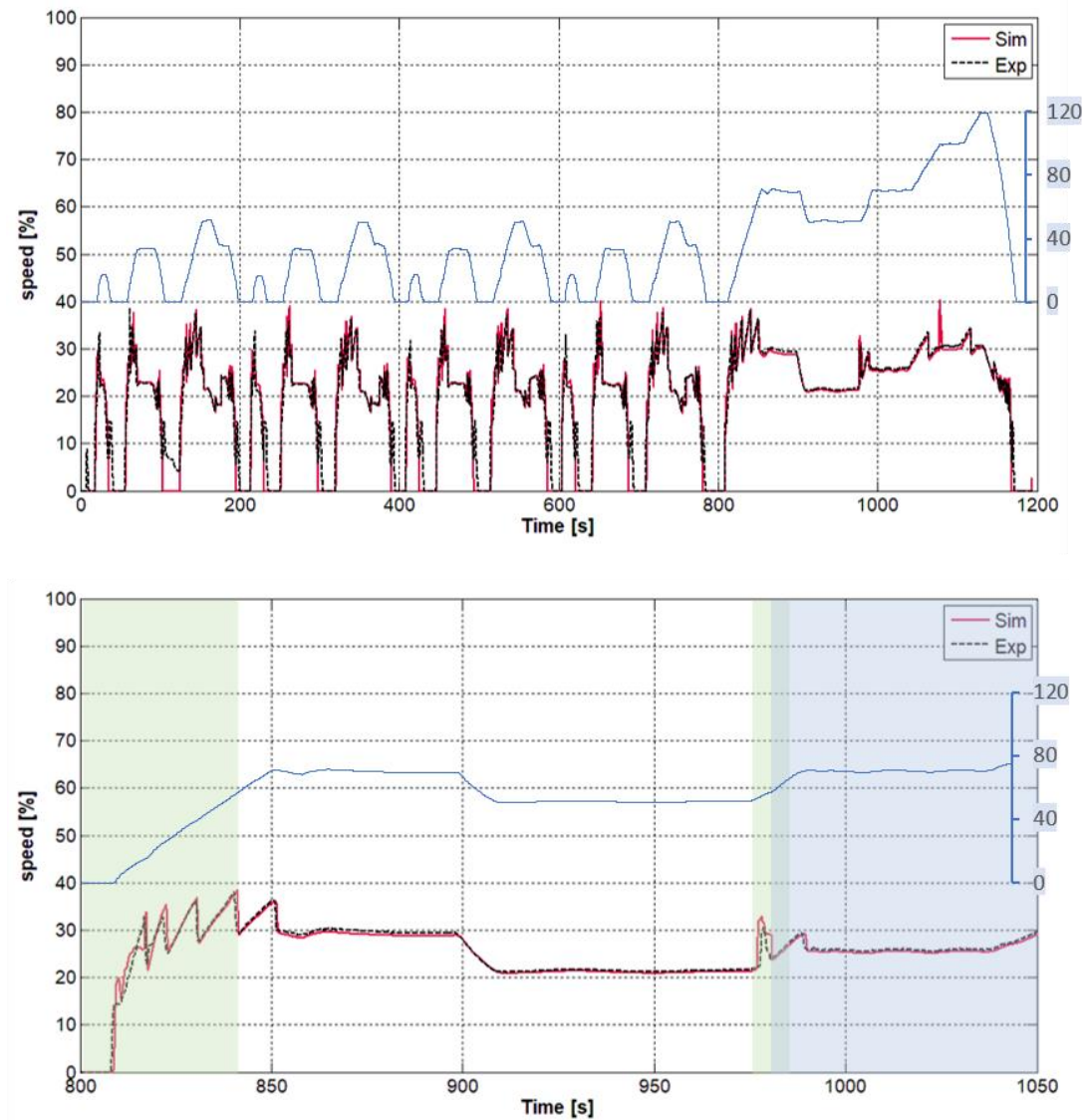
Per quel che riguarda la coppia alle ruote si può notare un errore poco inferiore al 10% nel primo tratto di avvio, sia con la frizione chiusa che aperta, quindi non imputabile al funzionamento del convertitore di coppia. Lo stesso discostamento si percepisce nel tratto in cui avviene l'accensione del motore termico. Quest'ultimo è probabilmente dovuto ad una non perfetta calibrazione del *power split* dei due motori. Quanto descritto è visibile in *Figura 5-11*.



**Figura 5-11:** (NEDC) Coppia alle ruote.

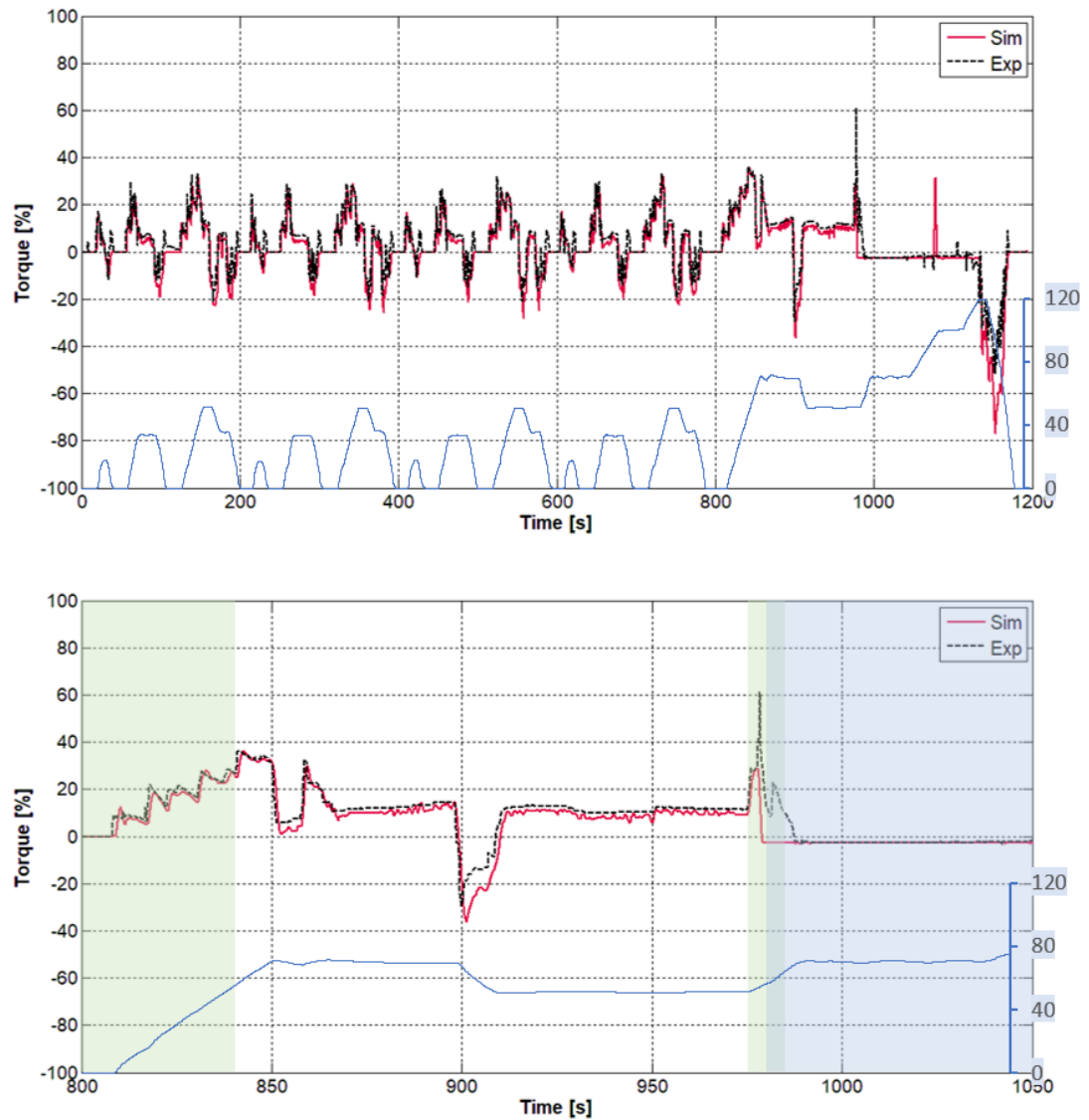
Passando all'analisi dei singoli componenti, e quindi dei due propulsori, si osserva che nel motore elettrico la velocità di rotazione coincide punto per punto. L'unica imprecisione si può notare per un breve istante fra i 1000 e 1200 secondi. Essa però è giustificata in seguito nella descrizione dei plot relativi al motore termico, in quanto la causa dipende proprio da quest'ultimo.

Quanto detto è riscontrabile in *Figura 5-12*.



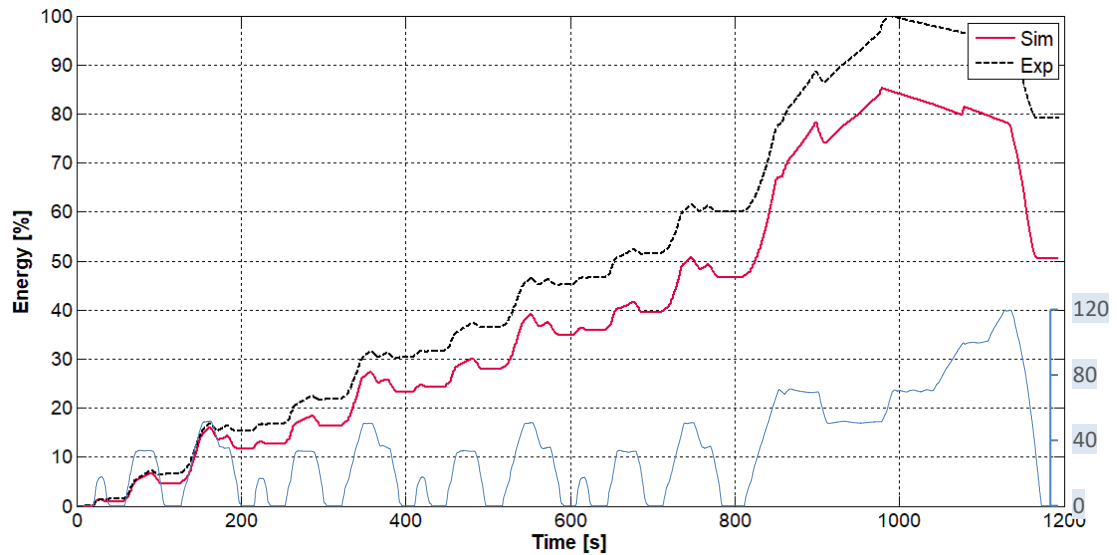
**Figura 5-12:** (NEDC) Velocità di rotazione del motore elettrico.

Come diretta conseguenza di quest'ultima differenza in termini di velocità individuata, si osserva in *Figura 5-13* un errore nello stesso punto anche in termini di coppia del motore elettrico. A questo si aggiunge un altro tratto incongruente della coppia proprio a ridosso dell'accensione del propulsore termico. I motivi di ciò possono essere molteplici: o semplicemente un ritardo (seppur ridotto, non essendo visibile in figura) dell'accensione dello stesso nel modello, e quindi una differenza in termini di coppia, in quanto il momento in cui essa deve essere erogata è differente. Oppure l'apertura della LC non è stata adeguatamente calibrata per lavorare ad alti giri ed alte marce, poiché è praticamente sempre chiusa in queste occasioni, tranne appunto per supportare l'eventuale avvio dell'ICE.



*Figura 5-13: (NEDC) Coppia del motore elettrico.*

Le differenze individuate in coppia e velocità del motore si ripercuotono inevitabilmente anche a livello di energia cumulata, tanto da portare ad un errore poco inferiore al 30% a fine ciclo, come attesta la *Figura 5-14*.



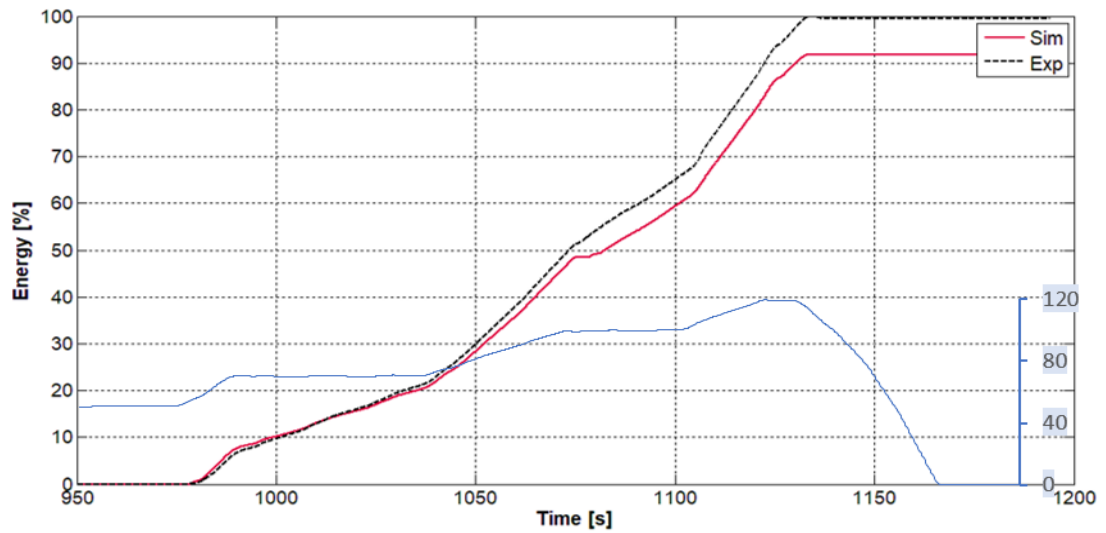
**Figura 5-14:** (NEDC) Energia cumulata motore elettrico.

Lato propulsore termico si riscontra un breve anticipo (circa 2/3 secondi) nell'accensione, come ipotizzato durante l'analisi dell'EM. A questo si aggiunge uno spegnimento improvviso proprio in corrispondenza di quei picchi registrati nella coppia e nella velocità del motore elettrico. Il passaggio in modalità *full-electric* durante la simulazione, infatti comporta una sovrastima delle grandezze del motopropulsore elettrico tale per cui si riesca a coprire le richieste necessarie al veicolo in quelle determinate situazioni. Un ultimo intervallo non concorde fra dato sperimentale e simulato si ha in prossimità dello spegnimento a fine test, anch'esso in leggero anticipo rispetto l'andamento reale.

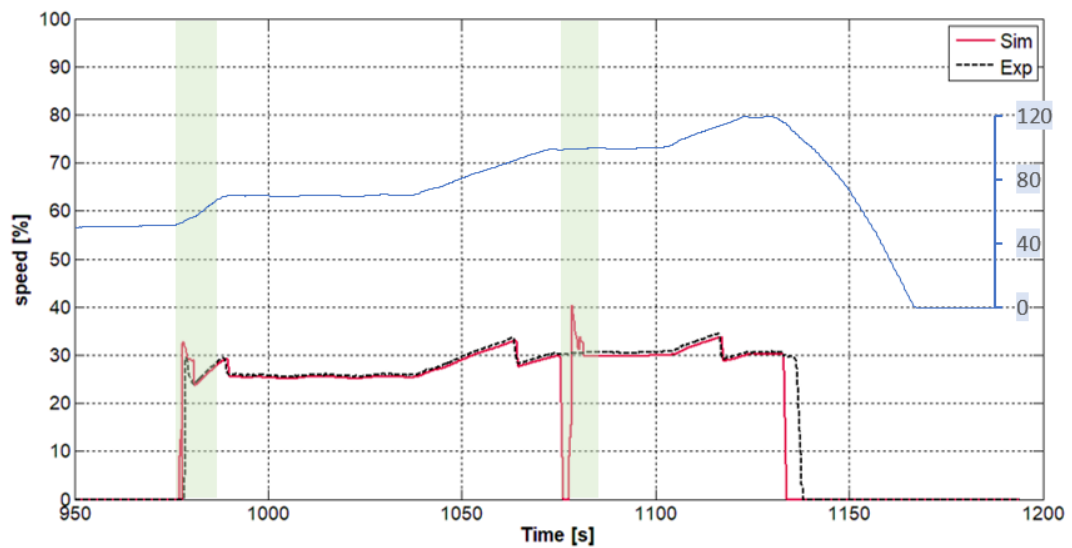
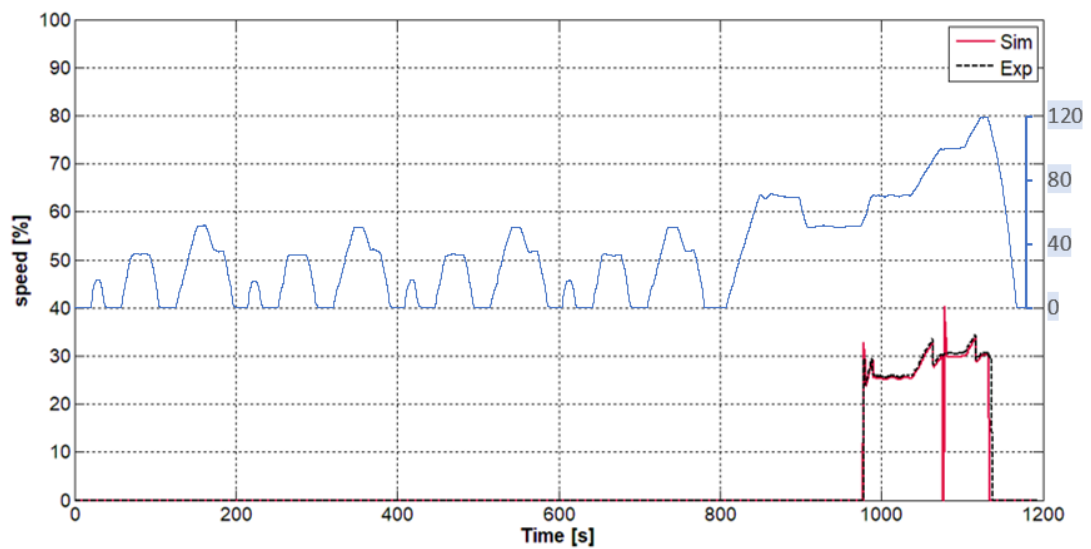
A conferma di quanto detto sono proposte in *Figura 5-15*, *Figura 5-16* e *Figura 5-17* rispettivamente l'energia cumulata, la traccia di velocità e quella di coppia del motore termico.

La prima come ci si aspetta è poco maggiore nel tratto iniziale (visto l'anticipo già descritto) per poi ridursi a causa dello spegnimento errato e dell'anticipo finale di esso. Il metodo di calcolo adottato per il calcolo di quest'energia è lo stesso usato per il motore elettrico ed è proposto di seguito:

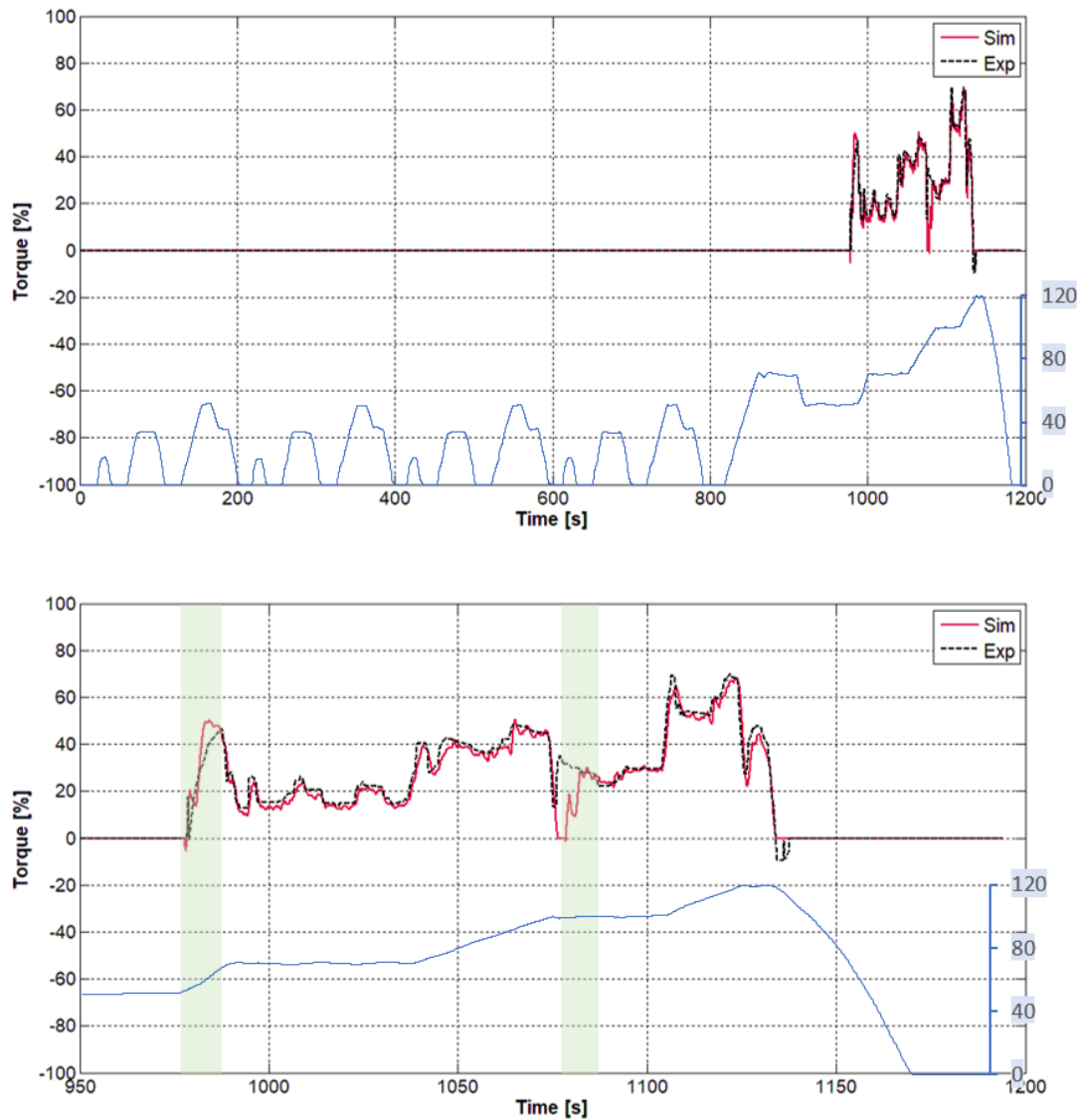
$$\int C_{Eng} \omega_{Eng} dt \quad (5.2)$$



*Figura 5-15: (NEDC) Energia cumulata motore termico.*



*Figura 5-16: (NEDC) Velocità di rotazione del motore termico.*

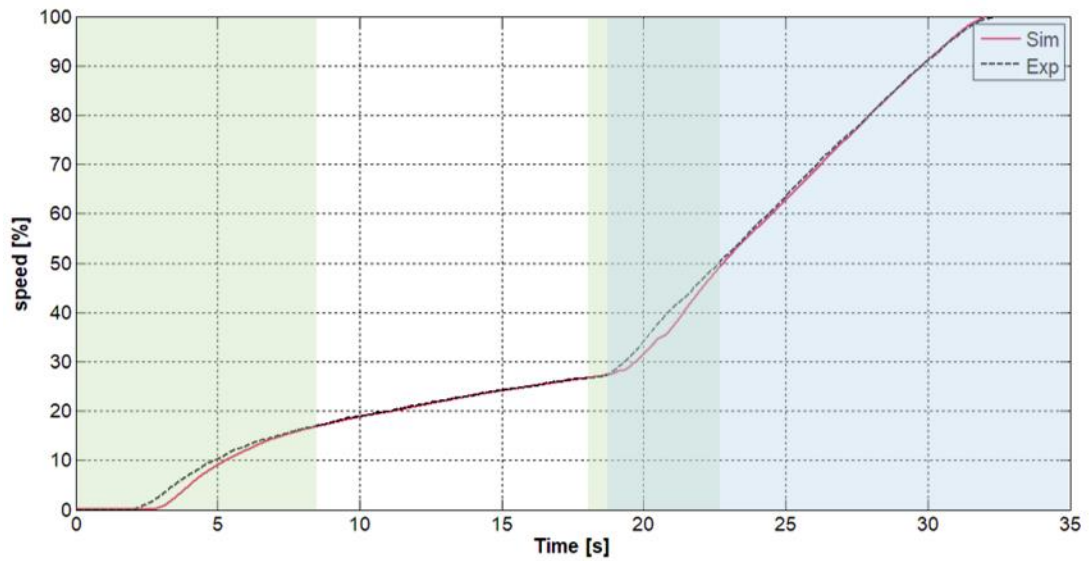


*Figura 5-17: (NEDC) Coppia del motore termico.*

### 5.3 ACCELERAZIONE

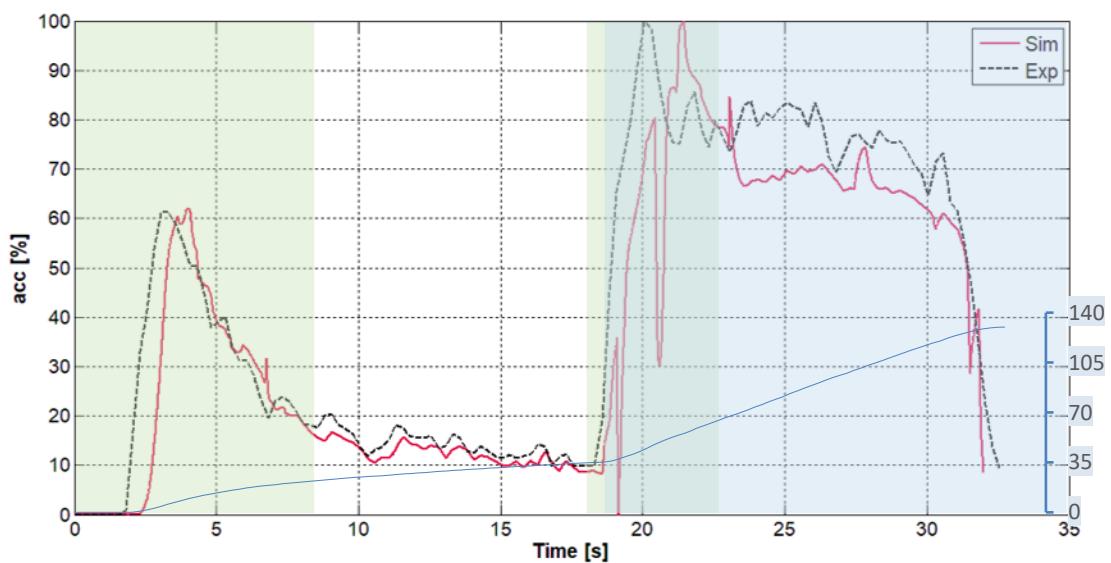
Come ultimo test di validazione modello è stata scelta una prova in cui il veicolo è accelerato con una pressione sul pedale costante al 50% per poi essere aumentata nel momento in cui avviene il passaggio in modalità ibrida. Essendo il modello ideato per la riproduzione di test omologativi, quindi NEDC e WLTC e non per manovre, si hanno maggiori discrepanze nel confronto con lo sperimentale dovute al forte transitorio testato in una prova di accelerazione. Come fatto per le precedenti prove si propongono prima le grandezze relative al veicolo, cioè velocità, accelerazione e coppia alle ruote, rispettivamente nella *Figura 5-18*, *Figura 5-19* e *Figura 5-20*. Ovviamente com'è avvenuto per il test precedente gli intervalli evidenziati in verde

indicano i tratti a LC aperta, mentre quelli in blu l'accensione del termico e quindi la modalità ibrida.

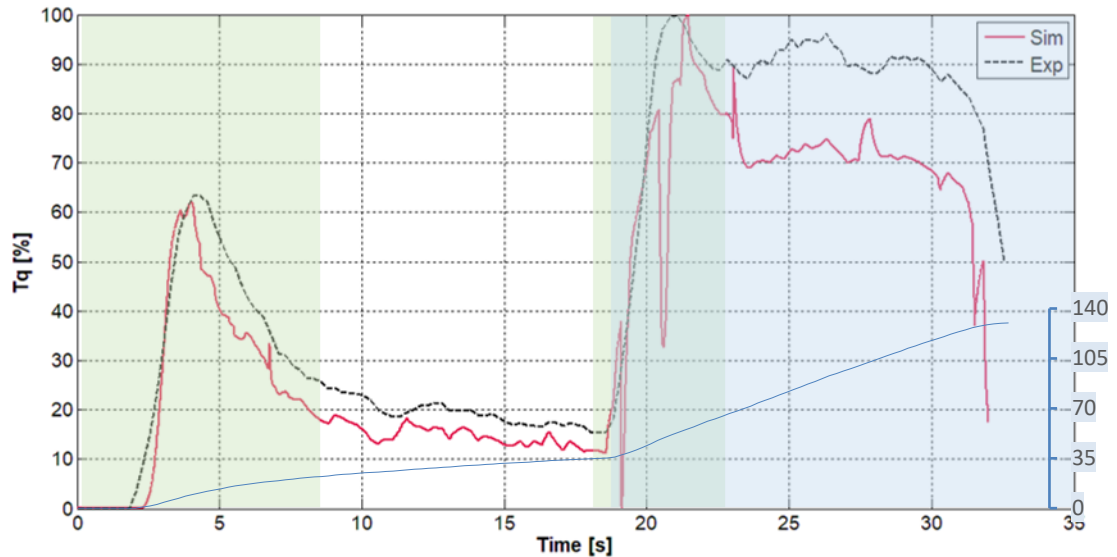


**Figura 5-18:** (ACCELERAZIONE) Velocità veicolo.

È evidente che oltre al solito ritardo, nel momento in cui si avvia il motore termico la traccia di accelerazione si discosta nettamente da quella sperimentale, registrando picchi negativi imputabili all'accensione per trascinamento da parte dell'EM. Gli stessi si registrano ovviamente nella coppia alle ruote, essendo le due grandezze connesse direttamente fra loro. Questo è dovuto ad una mancata calibrazione delle logiche di passaggio da una guida elettrica ad una ibrida in quanto esulavano da quel che era il lavoro di tesi.

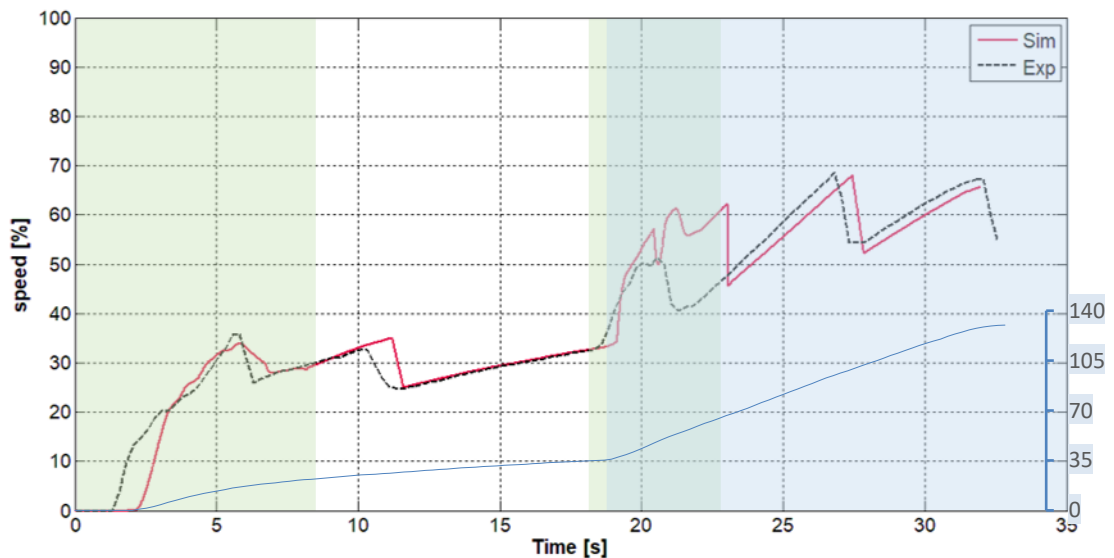


**Figura 5-19:** (ACCELERAZIONE) Accelerazione veicolo.

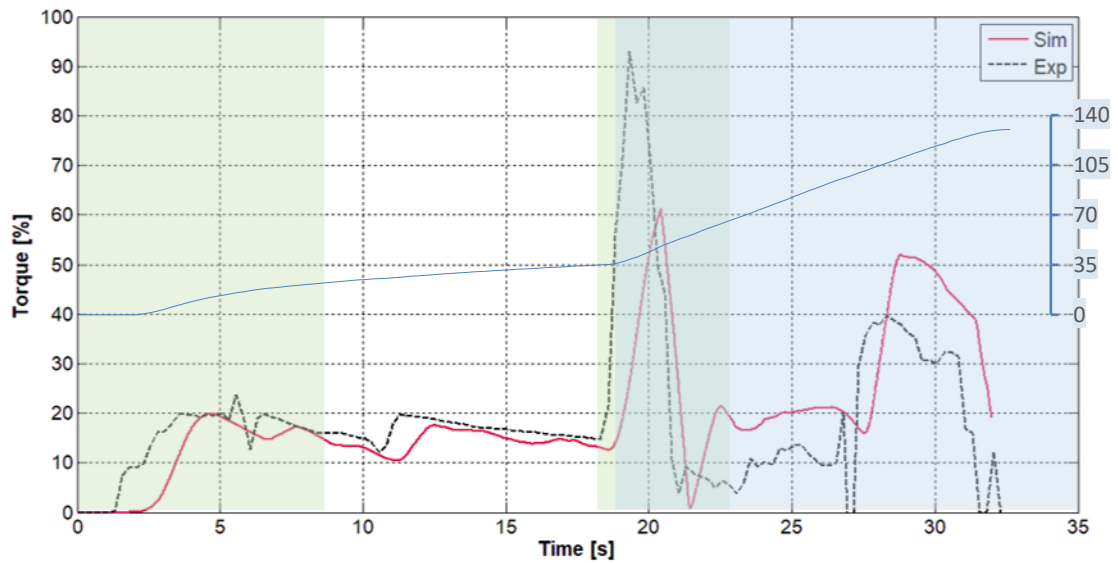


**Figura 5-20:** (ACCELERAZIONE) Coppia alle ruote.

Lato motore elettrico la simulazione si presenta molto più in linea con lo sperimentale, eccezion fatta per il tratto di accensione del motore termico. Ovviamente quanto detto va al di là del ritardo del segnale, chiarito già più volte, e di uno scarto negativo in modalità ibrida dovuto ad un *torque split* non calibrato per gli elevati regimi di carico, non essendo presenti nei cicli omologativi. A fronte di ciò la velocità di rotazione risulta sovrastimata e la coppia sottostimata, rispettivamente riscontrabile in *Figura 5-21* e *Figura 5-22*.

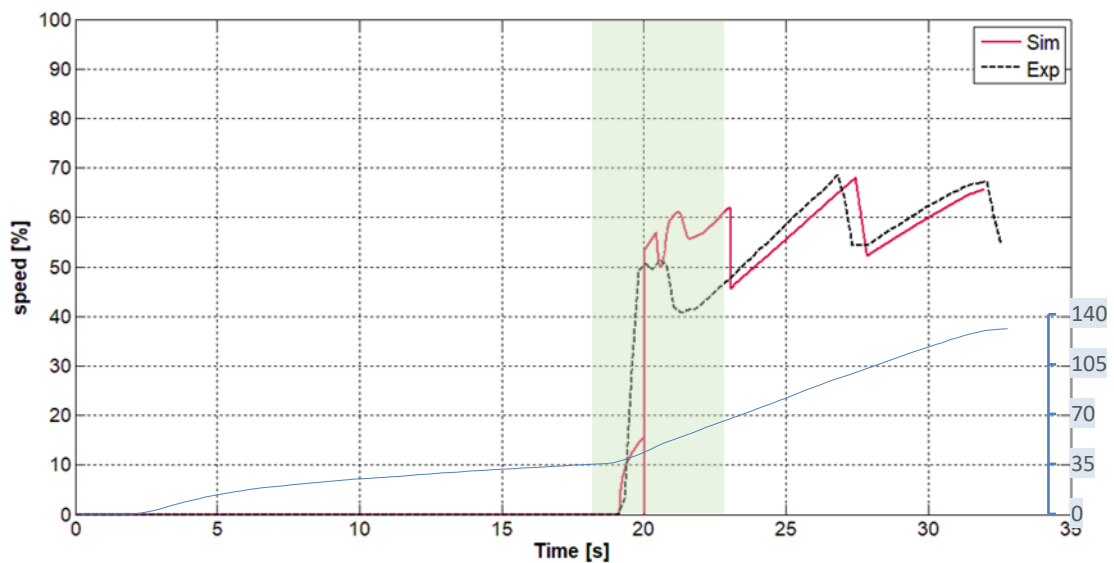


**Figura 5-21:** (ACCELERAZIONE) Velocità di rotazione del motore elettrico.

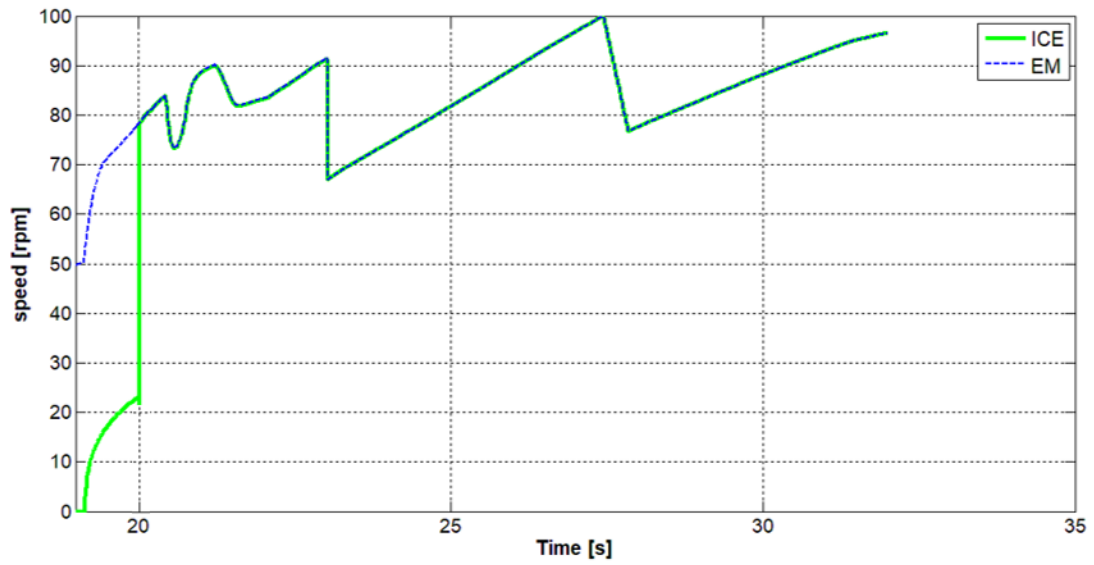


**Figura 5-22:** (ACCELERAZIONE) Coppia del motore elettrico.

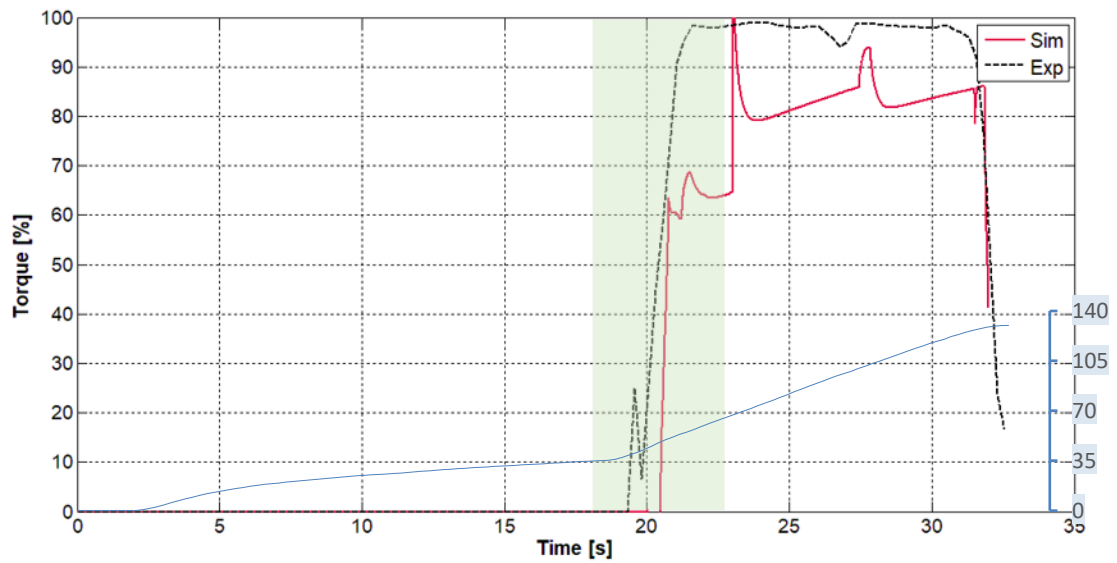
Così come fatto nel ciclo NEDC, anche in questa manovra le curve relative al motore termico non sono evidenziate in prossimità dell'accensione dello stesso, in quanto evidente dalle tracce delle grandezze stesse. La velocità (vedi *Figura 5-23*) ovviamente presenta li stessi errori già evidenziati nell'analisi della macchina elettrica, essendo necessariamente uguali le due grandezze (in quanto i motori sono sullo stesso albero) come confermato in *Figura 5-24*. La coppia, invece, pur seguendo il trend sperimentale, presenta errori in termini di valore assoluto, sempre imputabili ad una mancata calibrazione delle logiche e all'accentuato transitorio testato in manovra, il tutto è visibile in *Figura 5-25*.



**Figura 5-23:** (ACCELERAZIONE) Velocità di rotazione del motore termico



**Figura 5-24:** (ACCELERAZIONE) Confronto velocità di rotazione dei due propulsori.



**Figura 5-25:** (ACCELERAZIONE) Coppia del motore termico.

## 6 CONCLUSIONI

L'attività presentata in questo lavoro di tesi è parte di un progetto più ampio di *benchmarking* all'interno di FEV Italia. Tale progetto ha comportato l'esecuzione di una serie di prove, e quindi la disponibilità di una consistente banca dati connessa ad esse. L'analisi di questi dati ricavati da rete di strumentazione del sistema di raffreddamento, sistema *after-treatment*, circuito elettrico e rete CAN ha permesso una prima caratterizzazione del modello per renderlo identificativo del veicolo stesso.

A questa prima fase è seguito un approccio per l'identificazione delle principali logiche di comportamento del cambio, in particolare del convertitore di coppia. Per effettuare proprio questa tipologia di indagine, a posteriori è stata apportata una strumentazione aggiuntiva comprensiva di un torsiometro inserito sull'albero in uscita alla trasmissione. I test eseguiti in seguito a questa fase hanno permesso la caratterizzazione fisica e logica del convertitore di coppia, in particolar modo posizione della frizione di *lock-up*, e regime di coppia erogata nelle diverse condizioni di funzionamento.

A partire dalla caratterizzazione del *powertrain*, è stato possibile trasportare la conoscenza acquisita in ambito simulativo. A tal proposito è avvenuta l'integrazione del sottosistema del convertitore di coppia in maniera conforme. La calibrazione dello stesso ha portato a risultati soddisfacenti, in particolar modo per quel che riguarda i test di omologazione (NEDC, WLTC). Gli andamenti rispettano quelli delle prove sperimentali. Va sottolineato che le grandezze a livello veicolo hanno errori quasi nulli, o comunque di poche unità percentuali indistintamente dal tipo di prova. Per quel che

riguarda i due propulsori, quello elettrico è ben simulato, mentre quello termico presenta alcune imperfezioni, macroscopicamente poco rilevanti. Tutto questo è da considerarsi vero in relazione ai test omologativi. A differenza di quanto avviene nel ciclo NEDC, l'analisi della manovra, evidenzia un passaggio da guida elettrica ad ibrida meno preciso. Questo è imputabile alla mancata calibrazione delle logiche e alla forte dinamicità della manovra.

A fronte delle considerazioni effettuate nascono spunti per l'avvio di progetti e/o tesi future volte al perfezionamento e arricchimento del lavoro effettuato. Gli elementi da poter introdurre e correggere sono:

- Una solida integrazione del passaggio in guida ibrida. In particolar modo si intende sia un controllo in termini di logiche più accurato, per permettere accensioni tempestive e non in anticipo e/o ritardo, ma anche per evitare i già visti fenomeni di spegnimento non voluto del motore termico. Inoltre, si auspica in un sistema più robusto per la decretazione del *power split* dei due propulsori, già in fase di svolgimento in un progetto parallelo a questo
- La calibrazione delle mappe di cambiata. È stato effettuato un tentativo al riguardo (proposto in *Figura 5-8*) che non è da considerarsi scadente, specie per le prime 4 marce, poiché riprende quasi tutte le cambiata e lo fa in maniera accurata anche in termini temporali. Le avvisaglie di errore sono per lo più a marce alte dove si registrano *upshift* mancanti e istanti di cambio inesatti.
- Integrazione del modello trasmissione all'interno della common simulation platform. Con questo si intende l'inserire tale modello all'interno di un secondo modello, sviluppato all'interno di FEV, che simula l'intero comportamento di un veicolo, non solo in termini di dinamica e trasmissione dal *powertrain* alle ruote, ma anche a livello di emissioni di inquinanti, CO<sub>2</sub> e consumi. Inoltre, tale modello si adatta alle diverse configurazioni e architetture dei veicoli ibridi. A proposito di tale integrazione va sottolineato che i risultati proposti sono simulati a 100hz, in modo da assicurare gli andamenti più puliti possibili. Scendendo in termini di frequenza il rischio è di ravvisare curve meno precise in valore assoluto. Quindi è necessario operare e scegliere un giusto trade-off fra *time-consuming* del modello e precisione dei risultati.

# BIBLIOGRAFIA

- [1] E. Commission, «Paris Agreement,» Parigi, 2015.
- [2] C. Cubito, A policy-oriented vehicle simulation approach for estimating the CO2 emissions from Hybrid Light Duty Vehicles, Torino, 2017.
- [3] M. V. M. E. B. R. B. J. V. M. O. H. Dai-Duong Tran, «Thorough state-of-the-art analysis of electric and hybrid vehicle powertrains: Topologies and integrated energy management strategies,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2018.
- [4] F. Millo, «Slide: Propulsori Termici,» 2016.
- [5] E. Spessa, «Slide: Controllo delle Emissioni di Inquinanti,» 2013.
- [6] M. Velardocchia, «Slide: Veicoli Ibridi,» 2015.
- [7] x-engineer.org, «Hybrid Electric Vehicle – control functions,» *Automotive engineering*, 2020.
- [8] F. K. G. J. R. N. B. P. Robert Fischer, The Automotive Transmission Book, Berna, 2015.
- [9] B. B. J. R. W. N. Harald Naunheimer, Automotive transmission, Stuttgart, 2010.
- [10] L. Morello, Progetto della trasmissione meccanica, Torino, 2005.
- [11] H.-c. W. Z.-h. P. C. Z. S.-h. T. Y.-x. L. G.-q. L. Li-mei Zhao, «Control and Simulation of Torque Converter Lock-up Clutch,» in *EECR*, Xiamen, 2018.
- [12] R. H. ., M. Y. K. K. ., Y. K. M. Osawa, «Application of H- control design to slip control system for torque converter clutch,» in *Advances in Automotive Control*, Ascona, 1995.
- [13] «Wikipedia,» [Online]. Available: <https://it.wikipedia.org/wiki/Estensimetro>.
- [14] F. M. G. D. M. V. G. M. P. d. T. Enrico Galvagno e F. G. G. Alessandro Perazzo, «A reverse engineering method for powertrain parameters characterization applied to a P2 Plug-In Hybrid Electric Vehicle with Automatic Transmission,» Torino, 2020.
- [15] M. F. C. C. Di Pierro Giuseppe, «Analysis of the Impact of the WLTP Procedure on CO2 Emissions of Passenger Cars,» *SAE Technical paper*, 2019.
- [16] K. A. J., «Dynamic Models for Torque Converter Equipped Vehicles,» in *International Congress & Exposition*, Detroit, 1982.
- [17] F. A. S. L. G. Mohan, «Comparative analysis of forward-facing models vs backwardfacing models in powertrain component sizing,» in *IET 4th Hybrid and Electric Vehicles Conference*, London, 2013.