

POLITECNICO DI TORINO

Collegio di Ingegneria Meccanica

**Corso di Laurea Magistrale
in Ingegneria Meccanica**

Tesi di Laurea Magistrale

Progetto e simulazione di un banco prova in scala per veicolo da lavoro ibrido elettrico



Politecnico di Torino

Relatori

Aurelio Somà

Francesco Mocera

Candidato

Andrea Angiolini

Anno accademico 2021/2022

Introduzione

Il perché dell'elettrificazione

Fino ad un decennio fa la quasi totalità dei veicoli terrestri utilizzava motori a combustione interna in quanto offrivano un ottimale rapporto peso/potenza al fronte di un contenuto costo sia di fabbricazione sia di utilizzo. D'altro canto, però, tale soluzione ha contribuito per oltre un secolo all'aumento dei livelli di CO₂ nell'atmosfera e all'emissione di gas inquinanti quali, ad esempio, gli NO_x e gli idrocarburi incombusti.

Tali emissioni hanno influenzato in modo significativo ad un aumento delle temperature medie con le note conseguenze catastrofiche e dannose per la natura e gli insediamenti umani.

Tutto ciò ha indotto all'introduzione di normative sempre più stringenti, con lo scopo di ridurre al minimo le emissioni sia per gli impianti per la produzione elettrica sia per i veicoli stessi. Per quest'ultimi la normativa fa riferimento esclusivamente alle emissioni misurate allo scarico, ciò significa che un'auto completamente elettrica ha emissioni ZERO, nonostante la produzione dell'elettricità comporti comunque l'immissione in atmosfera di gas inquinanti.

Per i veicoli terrestri, in un primo momento, al fine di soddisfare i requisiti minimi per l'omologazione, è bastato adottare dei sistemi di aftertreatment ma, con l'introduzione negli anni di norme sempre più stringenti, ciò non è bastato. Nel caso di veicoli agricoli o, più comunemente, per i Non-Road Mobile Machinerics (NRMM) vi è un ulteriore problema: i sistemi deputati al trattamento dei gas di scarico occupano un volume non indifferente che difficilmente è possibile trovare nel veicolo. Si è arrivati, quindi, all'installazione di uno o più motori elettrici in alcuni veicoli con lo scopo di aiutare il motore termico durante le fasi più critiche riducendo di conseguenza i consumi di carburante.

La possibilità delle macchine elettriche di lavorare sia come motori (quindi fornire coppia) sia come generatori (assorbire la coppia in eccesso per trasformarla in energia elettrica) consente di recuperare un surplus di energia che altrimenti andrebbe dissipata inutilmente (ad esempio durante una frenata o in discesa) per poi poterla utilizzare. Così si evita che il motore termico lavori in punti con efficienza bassa (nel caso di brusche accelerazioni o di attivazione della presa di potenza (power take off, PTO) nei NRMM).

L'energia recuperata, però, necessita di essere immagazzinata in apposite batterie. Queste ultime hanno una capacità limitata che dipende in modo proporzionale al loro volume. Da qui si comprende che il problema principale dei veicoli ibridi è rappresentato dal volume e, quindi, il peso aggiuntivo dato dalle batterie. È necessario trovare un compromesso che possa ridurre le emissioni senza aumentare in modo significativo le dimensioni e il peso del veicolo,

il che si traduce nello studiare delle strategie software che riescano ad ottimizzare le fasi di scarica e carica delle batterie evitando di dover eccedere con le dimensioni di quest'ultime.

Al fronte di una relativa semplicità dello studio di soluzioni ibride per i veicoli stradali, nel caso dei NRMM sono sorti problemi ulteriori dipendenti dalla circostanza che tali mezzi vengono adoperati anche per più di otto ore al giorno e necessitano, conseguenzialmente, l'implementazione di strategie più efficienti, capaci di garantire l'assenza di tempi morti (imputabili, ad esempio, ai tempi di ricarica della batteria) e di evitare un aumento eccessivo delle batterie, in quanto lo spazio a loro disposizione è limitato.

Scopo realizzazione banco prova

Come anticipato precedentemente, è necessario studiare una strategia opportuna per migliorare l'efficienza totale del powertrain ibrido con lo scopo di ridurre le emissioni. Da qui l'intenzione di ideare un banco prova con lo scopo di simulare i possibili scenari di lavoro al fine di poter trovare l'interazione ottimale tra i vari motori del sistema propulsivo atta alla riduzione del consumo di carburante.

Il banco prova costituito consente di effettuare simulazioni Hardware in the Loop (HIL) ovvero testare sia il software della centralina (simulato dal computer tramite Simulink) sia rilevare l'effettivo funzionamento di tale strategia sulla parte hardware, tramite la lettura delle coppie, delle velocità dei vari motori e dello stato di carica (SOC) della batteria.

Note le specifiche tecniche delle batterie che saranno implementate nel NRMM in test sarà possibile ricreare il layout opportuno per poi ricavare la strategia ottimale per le varie attività svolte dal veicolo in esame.

Il banco è stato ideato per poter essere il più modulare possibile ovvero permettere di simulare diverse configurazioni del powertrain che vanno dalla simulazione del singolo motore termico sino all'architettura più complessa costituita da un ibrido parallelo e da un CVT (continuously variable transmission) regolato da un'ulteriore macchina elettrica.

L'utilizzo di un banco prova consente, inoltre, di ridurre notevolmente i tempi ed i costi necessari per lo sviluppo del veicolo in esame, in quanto le simulazioni Hardware in the Loop sono estremamente versatili e consentono di valutare l'effetto di ogni modifica, variando esclusivamente il codice deputato al controllo dei motori. È possibile valutare il comportamento del NRMM nelle condizioni di lavoro in modo estremamente realistico in quanto si sfrutta un'ulteriore macchina elettrica che agisce da freno e genera coppie resistenti rappresentative delle reali condizioni di marcia (resistenza al rotolamento, pendenza della strada e resistenza all'avanzamento) e di funzionamento (nel caso di operazioni che richiedano l'uso simultaneo della PTO).

Indice

Capitolo 1	1
Emissioni inquinanti e normative per i NRMM	1
Gas inquinanti emessi dai motori a combustione interna.....	1
Normativa per i veicoli non stradali NRMM (Non Road Mobile Machineries)	6
Sistemi di trattamento delle emissioni allo scarico nei motori diesel.....	11
Ibridizzazione dei veicoli per ridurre ulteriormente le emissioni	17
Capitolo 2	20
Tipologie architetture ibride	20
Ibrido Serie.....	22
Ibrido Parallelo.....	24
Ibrido Power Split	27
Esempi di veicoli da lavoro ibridi.....	29
Capitolo 3	33
Banco prova	33
Criteri preliminari.....	35
Disposizione e caratteristiche dei componenti	39
Capitolo 4	42
Modello Simulink del banco prova	42
Descrizione modello Simulink	42
Controllo Freno, dinamica longitudinale	44
Controllo ICE.....	47
Controllo EM2	51
Blocco batteria	54
Capitolo 5	56
Simulazione ed analisi risultati	56
Prove 1, 2 e 3: regime lento e strada piana.....	58
Prove 4, 5 e 6: regime veloce e strada piana.....	62

Prove 7, 8 e 9: regime lento e strada in pendenza.....	66
Prova 10, 11 e 12: regime veloce e strada in pendenza.....	69
Conclusioni.....	73
Riferimenti e bibliografia	76

Indice delle figure

Figura 1.1: Apporto gas inquinanti delle diverse sorgenti.....	1
Figura 1.2: Percentuali dei gas presenti allo scarico.....	4
Figura 1.3: Ciclo NRTC.....	10
Figura 1.4: Efficienza di ossidazione del DOC per diversi metalli e miscele usate	12
Figura 1.5: Efficienza di ossidazione nel DOC per la formazione di NO ₂	12
Figura 1.6: Struttura DPF	13
Figura 1.7: Rendimento DeNOx.....	14
Figura 1.8: Rendimento DeNOx.....	15
Figura 1.9: Comparazione costi iniziali SCR e LNT.....	16
Figura 1.10: Mappa consumi motore 1,8 l NA.....	18
Figura 1.11: Motore 1,4 l Turbo	18
Figura 2.1: Hybridization ratio	20
Figura 2.2: Schema ibrido serie.....	22
Figura 2.3: Schema ibrido parallelo	24
Figura 2.4: Classificazione Beretta.....	25
Figura 2.5: Classificazione basata sulla posizione del motore elettrico	26
Figura 2.6: Esempio di un ibrido complesso	27
Figura 2.7: Schema ibrido serie Caterpillar D7E.....	29
Figura 2.8: Schema Volvo L220F	30
Figura 2.9: John Deere 944K.....	31
Figura 2.10: Schema serie-parallelo del Merlo TF 40.7.....	32
Figura 3.1: Banco prova con protezione.....	34
Figura 3.2: Cambio a due velocità.....	38
Figura 3.3: Disposizione componenti banco prova	39
Figura 3.4: Assieme banco prova	41
Figura 4.1: Schema a blocchi logico	42
Figura 4.2: Schema a blocchi Simulink.....	43
Figura 4.3: Dinamica longitudinale 1D di un veicolo da lavoro	44
Figura 4.4: Schema a blocchi controllo freno.....	46
Figura 4.5: Controllo in velocità dell'ICE	47
Figura 4.6: Controllo dell'EM1.....	50
Figura 4.7: Calcolo velocità EM2.....	52
Figura 4.8: Controllo in velocità dell'EM2	53
Figura 4.9: Schema a blocchi batteria	55
Figura 5.1: Andamento coppie resistenti	59
Figura 5.2: Andamento delle velocità.....	59
Figura 5.3: Andamento delle velocità dei motori.....	60
Figura 5.4: Ricircolo di potenza	61

Figura 5.5: Andamento delle velocità.....	63
Figura 5.6: Andamento delle velocità dei motori.....	63
Figura 5.7: Andamento coppie resistenti.....	64
Figura 5.8: Ricircolo di potenza	65
Figura 5.9: Andamento delle velocità.....	66
Figura 5.10: Coppie resistenti.....	67
Figura 5.11: Ricircolo di potenza	67
Figura 5.12: Andamento delle velocità del freno	70
Figura 5.13: Coppie resistenti.....	70
Figura 5.14: Ricircolo di potenza	71

Indice delle Tabelle

Tabella 1.1: Confronto livelli AQG tra il 2005 ed il 2021	4
Tabella 1.2: Standard STAGE I e II emissioni per i motori Nonroad	6
Tabella 1.3: Standard STAGE III emissioni per i motori Nonroad	7
Tabella 1.4: Standard STAGE IV emissioni per i motori Nonroad	8
Tabella 1.5: Limiti di emissione dello STAGE V per motori della categoria NRE	9
Tabella 3.1: Parametri caratteristici	36
Tabella 3.2: Rapporti di trasmissione	36
Tabella 3.3: Coefficienti di sicurezza	37
Tabella 3.4: Dimensioni minime alberi	37
Tabella 3.5: Caratteristiche dei motori	40
Tabella 4.1: Parametri caratteristici del veicolo	45
Tabella 4.2: Parametri caratteristici batteria	54
Tabella 5.1: Elenco prove simulate	56
Tabella 5.2: Valori coefficiente u_r al variare del rimorchio	57
Tabella 5.3: Risultati prima simulazione	58
Tabella 5.4: Risultati seconda simulazione	62
Tabella 5.5: Risultati terza simulazione	66
Tabella 5.6: Risultati terza simulazione	69
Tabella 6.1: Rendimenti generali di ogni prova	73

Capitolo 1

Emissioni inquinanti e normative per i NRMM

Gas inquinanti emessi dai motori a combustione interna

Sin dalla prima rivoluzione industriale ci si è concentrati sui problemi causati dall'inquinamento emesso dai motori a combustione, utili al funzionamento di opifici, e, conseguenzialmente, sugli effetti negativi che tali gas derivati dalla combustione medesima potessero avere sull'uomo in quanto si riscontrava un collegamento tra l'aumento della mortalità e l'esposizione ad aria inquinata. I primi tentativi messi in atto per salvaguardare la salute delle persone consistevano esclusivamente nel confinare le fabbriche e le industrie (che utilizzavano i motori a vapore) lontane dai centri abitati.

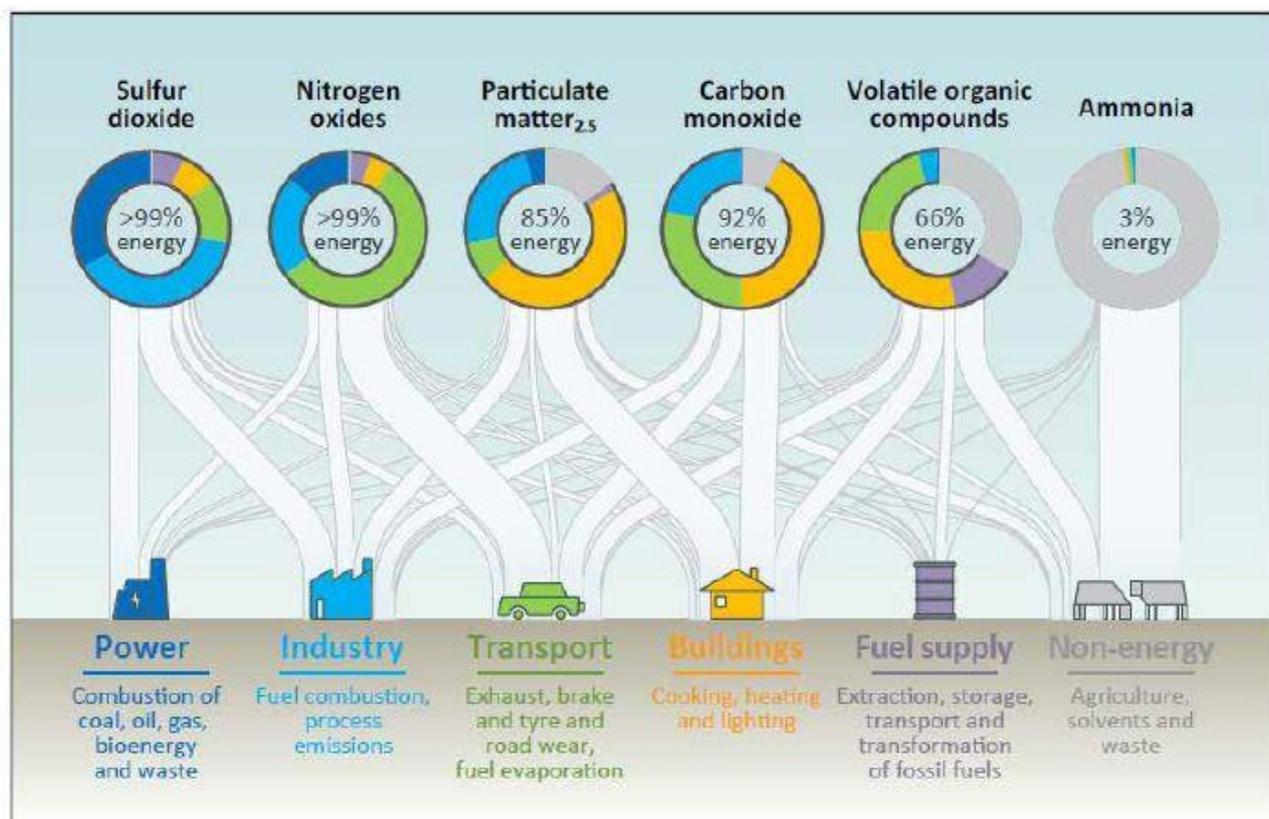


Figura 1.1: Apporto gas inquinanti delle diverse sorgenti

Con l'avvento e la circolazione dei veicoli con motori a combustione interna, però, si è tornati alla criticità di esposizione della popolazione cittadina ai fumi/gas potenzialmente tossici. Da qui è nata la necessità di imporre normative sempre più stringenti sulle emissioni dei veicoli, che hanno consentito in primis l'introduzione di sistemi di aftertreatment per ridurre i gas nocivi e, in un secondo momento, l'adozione di nuove tecnologie quali, ad esempio, motori elettrici e batterie per poter soddisfare i vincoli sulle emissioni.

Secondo la reazione di combustione ideale (equazione 1.1), gli unici prodotti sarebbero acqua ed anidride carbonica che non rappresentano alcun rischio per la salute dell'uomo.



All'interno delle camere di combustione, però, non si ottiene mai una combustione ideale e si producono, pertanto, numerosi inquinanti direttamente dannosi per la salute o capaci di reagire con l'atmosfera, dando luogo ad ulteriori composti tossici. I più comuni e presenti in maggiore quantità sono i seguenti:

- Monossido di carbonio CO

Nel caso dei motori ad accensione comandata può capitare che la quantità di combustibile iniettata sia superiore al valore stechiometrico (massima quantità di combustibile che può reagire con l'ossigeno a disposizione) e, essendo in carenza di ossigeno, la reazione non riesca a completarsi generando il monossido di carbonio.

Tale gas è estremamente pericoloso per l'uomo in quanto, se inalato, non consente all'ossigeno di legarsi all'emoglobina e, quindi, di essere trasportato verso gli organi.

Altro processo di formazione del CO è la dissociazione della CO₂ che avviene ad alte temperature ($T > 1900$ K).

- Idrocarburi incombusti HC

Durante i processi di combustione capita che non tutto il combustibile riesca a prendere parte alla reazione a causa di diversi meccanismi quali, ad esempio, la presenza di interstizi, l'olio lubrificante che assorbe il combustibile vaporizzato o uno spegnimento anticipato della fiamma.

Questi processi portano all'emissione di catene di idrocarburi allo scarico che sono responsabili dell'inquinamento fotochimico e, reagendo con l'atmosfera danno luogo ad ulteriori composti, come la formaldeide, cancerogeni ed estremamente pericolosi per la salute

- Ossidi di azoto NO_x

L'azoto, che compone per il 78% l'aria presente nella troposfera, normalmente non prende parte alle reazioni di combustione in quanto è un gas inerte. Tuttavia, se esposto ad alte temperature ($T > 2000$ K) tipiche dei motori a combustione interna, la molecola di azoto

può scomporsi e reagire con l'ossigeno atomico generando gli ossidi di azoto NO_x . Il gas così emesso è causa di irritazioni alle vie respiratorie però ha anche la capacità di reagire con l'atmosfera generando ozono O_3 che, quando respirato, provoca una riduzione dell'attività polmonare, aggrava l'asma ed altre patologie respiratorie e provoca infiammazioni alle vie respiratorie.

Nel caso in cui, invece, fosse emesso a quote più elevate (nella stratosfera dagli aerei), reagirebbe con l'ozono presente trasformandolo in ossigeno e riducendo così lo strato di ozono protettivo che scherma i raggi UV emessi dal sole.

- Particolato PM

Per particolato si intende un insieme di particelle sia solide sia liquide disperse nei gas di scarico (aerosol) che, se non trattenute, sono responsabili della colorazione nera dei gas di scarico.

Le particelle liquide sono composte principalmente da HC e da acido nitrico, entrambi particolarmente nocivi per l'uomo.

La parte solida è costituita da scheletri carboniosi di diversa grandezza ($0,01 - 0,1 \mu\text{m}$) che possono essere facilmente inalati per poi depositarsi nei polmoni causando l'insorgere di tumori ai polmoni o alle vie respiratorie.

- Anidride carbonica CO_2

A differenza degli altri composti sopra citati, l'anidride carbonica non è propriamente un gas inquinante in quanto non è né dannoso per la salute né un prodotto indesiderato della reazione.

La CO_2 è però responsabile diretta dell'effetto serra, ovvero crea una specie di velo nell'atmosfera che non consente ai raggi UV di disperdersi causando un innalzamento delle temperature medie con conseguenti effetti catastrofici sul clima e, di conseguenza, sull'uomo.

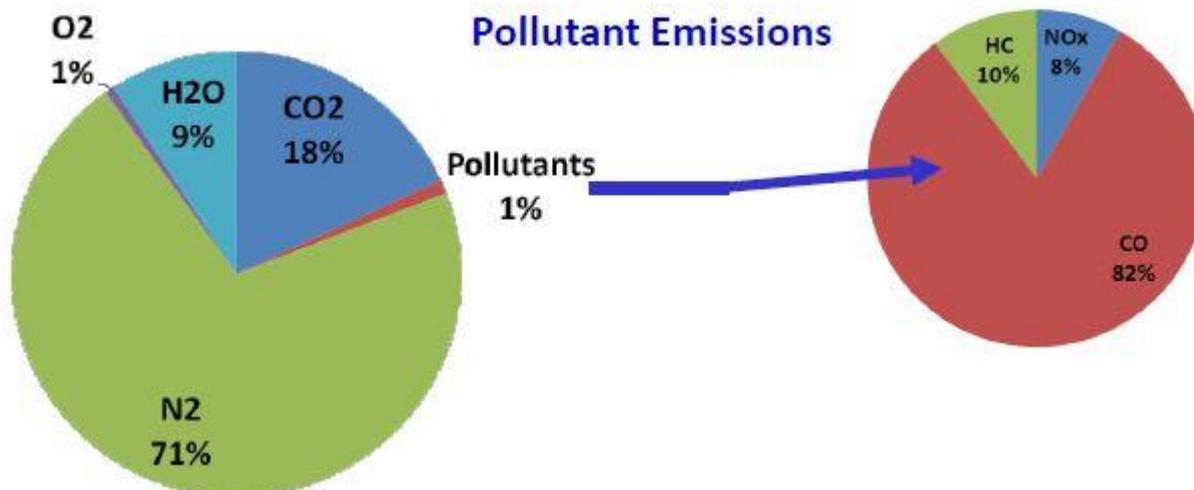


Figura 1.2: Percentuali dei gas presenti allo scarico

Da quanto esposto si evince come l'esposizione prolungata a gas nocivi possa causare sofferenza e, in taluni casi, la morte prematura dell'individuo.

Secondo studi dell'OMS, ogni anno le morti attribuite all'inquinamento ammonterebbero ad oltre 7 milioni e, da ultimo, si è notata una correlazione tra la diffusione del COVID-19 e l'inquinamento atmosferico, principalmente alla quantità di polveri sottili disperse nell'aria. La stessa Organizzazione ha, inoltre, aggiornato le linee guida globali sulla qualità dell'aria (AQG 2021) nelle quali si fa riferimento ai tempi massimi di esposizione ad un dato gas prima che il nostro organismo possa subirne gli effetti nocivi (figura 1.1).

Pollutant	Averaging time	2005 AQGs	2021 AQG level
PM _{2.5} , µg/m ³	Annual	10	5
	24-hour ^a	25	15
PM ₁₀ , µg/m ³	Annual	20	15
	24-hour ^a	50	45
O ₃ , µg/m ³	Peak season ^b	–	60
	8-hour ^a	100	100
NO ₂ , µg/m ³	Annual	40	10
	24-hour ^a	–	25
SO ₂ , µg/m ³	24-hour ^a	20	40
CO, mg/m ³	24-hour ^a	–	4

Tabella 1.1: Confronto livelli AQG tra il 2005 ed il 2021

Risulta evidente come, per ridurre gli effetti nocivi sulla salute dell'uomo, sia necessario intervenire dal punto di vista legislativo per migliorare la qualità dell'aria.

Per quanto concerne i veicoli stradali e non, gli Stati, seppur con normative differenti, si sono allineati su valori limite degli inquinanti.

Normativa per i veicoli non stradali NRMM (Non Road Mobile Machineries)

A causa del diverso utilizzo dei NRMM rispetto ai comuni veicoli privati da trasporto è stato necessario introdurre una normativa specifica per tale settore.

Se per i veicoli tradizionali gli standard omologativi prendono il nome di EURO seguito da un numero crescente al variare della normativa, per i NRMM, invece, si usa il termine STAGE seguito da un numero romano. Attualmente la normativa in vigore è la STAGE V.

La principale differenza tra la normativa EURO e la STAGE consiste nel testare in quest'ultima solo il motore e non l'intero veicolo in quanto lo stesso propulsore di norma viene installato su diversi macchinari che svolgono attività anche del tutto diverse.

EU Stage I/II Emission Standards for Nonroad Diesel Engines						
Cat.	Net Power	Date*	CO	HC	NO _x	PM
	<i>kW</i>					
Stage I						
A	130 ≤ P ≤ 560	1999.01	5.0	1.3	9.2	0.54
B	75 ≤ P < 130	1999.01	5.0	1.3	9.2	0.70
C	37 ≤ P < 75	1999.04	6.5	1.3	9.2	0.85
Stage II						
E	130 ≤ P ≤ 560	2002.01	3.5	1.0	6.0	0.2
F	75 ≤ P < 130	2003.01	5.0	1.0	6.0	0.3
G	37 ≤ P < 75	2004.01	5.0	1.3	7.0	0.4
D	18 ≤ P < 37	2001.01	5.5	1.5	8.0	0.8
* Stage II also applies to constant speed engines effective 2007.01						

Tabella 1.2: Standard STAGE I e II emissioni per i motori Nonroad

Inizialmente, i primi due tier della normativa (dall'adozione dello STAGE I alla fine del 1997 fino a dicembre 2002) comprendevano esclusivamente i motori ad accensione per compressione (diesel) poiché rappresentavano la tipologia ampiamente utilizzata grazie al loro rendimento più elevato, che si traduceva in un minore consumo di carburante e, quindi, un risparmio economico non indifferente. In seguito, con la Direttiva 2002/88/EC (emendamento aggiuntivo alla Direttiva 97/68/EC) sono stati aggiunti anche gli standard sulle emissioni dei motori ad accensione comandata (benzina) con potenza inferiore ai 19 kW.

Erano esclusi anche tutti i motori utilizzati per la propulsione di navi, aerei, locomotive e per i gruppi elettrogeni indipendentemente dal combustibile utilizzato.

Dal 21 aprile 2004 è entrata in vigore la STAGE III per la maggior parte dei propulsori. Per i motori destinati ai mezzi agricoli o forestali, invece, la normativa è stata adottata quasi ad un anno di distanza, ovvero il 21 febbraio 2005.

Come anticipato precedentemente, la prima sostanziale evoluzione dai precedenti tier consiste nell'aver compreso, all'interno della normativa, anche i motori installati su imbarcazioni e locomotive.

Oltre a tale aggiunta sono variati i limiti massimi di inquinanti emessi durante il ciclo di prova: in primo luogo sono stati diminuiti i valori di NO_x , specialmente per i motori capaci di erogare elevate potenze, e ridotto a 25 ppm le emissioni di ammoniaca durante il ciclo omologativo. Risulta ovvio come si sia dovuto procedere all'installazione di sistemi di aftertreatment e ciò ha portato un ulteriore vantaggio, cioè la riduzione dei solfuri presenti nel combustibile. Inizialmente si aveva una percentuale di solfuri dello 0,1-0,2% che è stata portata ad un massimo di 300 ppm così da contrastare il precoce invecchiamento dei sistemi catalitici e da contenere gli effetti cancerogeni per l'uomo.

Con un'ulteriore modifica alle emissioni si è arrivati al 2011 allo STAGE III B che prevedeva l'abbassamento del limite per il particolato PM del 90% rispetto allo STAGE II. Ciò ha richiesto l'installazione dei filtri antiparticolato (DPF, Diesel Particulate Filter) per poter soddisfare tale limite.

Stage III A Standards for Nonroad Engines

Cat.	Net Power	Date †	CO	NO _x +HC	PM
	<i>kW</i>		<i>g/kWh</i>		
H	130 ≤ P ≤ 560	2006.01	3.5	4.0	0.2
I	75 ≤ P < 130	2007.01	5.0	4.0	0.3
J	37 ≤ P < 75	2008.01	5.0	4.7	0.4
K	19 ≤ P < 37	2007.01	5.5	7.5	0.6

† dates for constant speed engines are: 2011.01 for categories H, I and K; 2012.01 for category J.

Table 3
Stage III B Standards for Nonroad Engines

Cat.	Net Power	Date	CO	HC	NO _x	PM
	<i>kW</i>		<i>g/kWh</i>			
L	130 ≤ P ≤ 560	2011.01	3.5	0.19	2.0	0.025
M	75 ≤ P < 130	2012.01	5.0	0.19	3.3	0.025
N	56 ≤ P < 75	2012.01	5.0	0.19	3.3	0.025
P	37 ≤ P < 56	2013.01	5.0	4.7†		0.025

† NO_x+HC

Tabella 1.3: Standard STAGE III emissioni per i motori Nonroad

Lo STAGE IV ha introdotto dei limiti stringenti sulle emissioni di NO_x portando il valore a 0,4 g/kWh.

Così come il limite sul particolato ha portato all'introduzione del DPF, anche questo limite ha comportato l'adozione di un apposito sistema catalitico capace di trattare gli NO_x rilasciando allo scarico gas non inquinanti come N_2 e H_2O .

Stage IV Standards for Nonroad Engines						
Cat.	Net Power	Date	CO	HC	NO _x	PM
	<i>kW</i>					
Q	130 ≤ P ≤ 560	2014.01	3.5	0.19	0.4	0.025
R	56 ≤ P < 130	2014.10	5.0	0.19	0.4	0.025

Tabella 1.4: Standard STAGE IV emissioni per i motori Nonroad

La nuova regolamentazione STAGE V, entrata in vigore il 1° gennaio 2019, prevede la suddivisione in 10 categorie di motori in base al loro impiego, includendo anche motori CI con potenza inferiore ai 19 kW, con potenza superiore ai 560 kW e motori SI con potenza superiore ai 19 kW.

In quanto lo studio svolto si concentra sui veicoli agricoli capaci di erogare una potenza fino a 100 kW, si farà riferimento esclusivamente alla categoria NRE.

Essa comprende:

- “motori per macchine mobili non stradali destinate e idonee a spostarsi o a essere spostate, su strada [...]”
- “motori con una potenza di riferimento inferiore a 560 kW”

(Estratto del REGOLAMENTO (UE) 2016/1628 DEL PARLAMENTO EUROPEO E DEL CONSIGLIO del 14 settembre 2016).

I limiti imposti dalla normativa sono riportati nella seguente tabella (1.5).

Fase di emissioni	Sottocategoria di motori	Intervallo di potenza	Tipo di accensione	CO	HC	NO _x	Massa del particolato	PN	A
		kW		g/kWh	g/kWh	g/kWh	g/kWh	#/kWh	
Fase V	NRE-v-1 NRE-c-1	0 < P < 8	accensione spontanea	8,00	(HC + NO _x ≤ 7,50)		0,40 ⁽¹⁾	—	1,10
Fase V	NRE-v-2 NRE-c-2	8 ≤ P < 19	accensione spontanea	6,60	(HC + NO _x ≤ 7,50)		0,40	—	1,10
Fase V	NRE-v-3 NRE-c-3	19 ≤ P < 37	accensione spontanea	5,00	(HC + NO _x ≤ 4,70)		0,015	1 × 10 ¹²	1,10
Fase V	NRE-v-4 NRE-c-4	37 ≤ P < 56	accensione spontanea	5,00	(HC + NO _x ≤ 4,70)		0,015	1 × 10 ¹²	1,10
Fase V	NRE-v-5 NRE-c-5	56 ≤ P < 130	tutti	5,00	0,19	0,40	0,015	1 × 10 ¹²	1,10
Fase V	NRE-v-6 NRE-c-6	130 ≤ P < 560	tutti	3,50	0,19	0,40	0,015	1 × 10 ¹²	1,10
Fase V	NRE-v-7 NRE-c-7	P > 560	tutti	3,50	0,19	3,50	0,045	—	6,00

⁽¹⁾ 0,6 per motori a iniezione diretta, raffreddati ad aria, con avviamento a mano.

Tabella 1.5: Limiti di emissione dello STAGE V per motori della categoria NRE

Per diminuire gli ingenti costi di progettazione necessari per adattare il motore alle diverse legislazioni degli Stati, è stato sollecitato da parte dei produttori l'introduzione di standard armonizzati a livello globale.

Ne è conseguito l'avere dei limiti e cicli omologativi molto simili sia per la regolamentazione adottata in Europa sia per quella in vigore negli Stati Uniti.

Così come le normative, anche i test effettuati per rilevare le emissioni sono stati adattati nel corso degli anni.

Per gli STAGE I/II e III A era richiesto di eseguire il ciclo di test ISO 8178 C1 8-mode come standard internazionale.

Tale test consisteva nel misurare gli inquinanti per 8 punti fissi del motore in funzionamento stazionario (steady-state). Per questo motivo la procedura è nota anche come NRSC, Non Road Steady Cycle.

Dallo STAGE III B è previsto un ulteriore test, il NRTC (Non Road Transient Cycle), atto a misurare le emissioni anche durante i transitori della durata di 1238 secondi.

Il ciclo di omologazione è ripetuto due volte a distanza di 20 minuti. La prima viene effettuata con una partenza a freddo, mentre per la seconda prova, prima di iniziare, si porta il motore a regime termico. Poi si effettua una media ponderata tra i valori raccolti durante le due prove. La prima parte ha un peso del 10%, la seconda, di contro, del 90% (negli Stati Uniti i valori sono leggermente diversi: 5% e 95%).

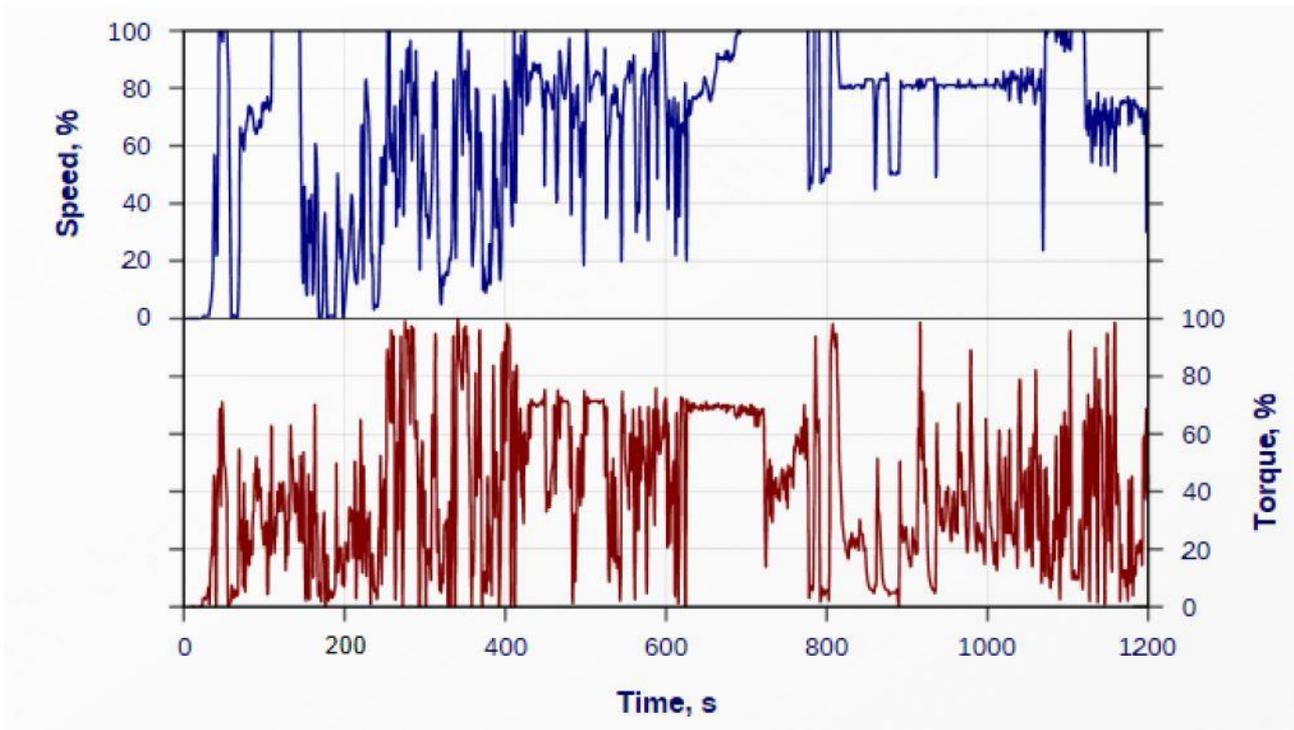


Figura 1.3: Ciclo NRTC

Sistemi di trattamento delle emissioni allo scarico nei motori diesel

Per poter rientrare nei vincoli sempre più stringenti posti dalla normativa, si è dovuto provvedere a trattare i gas di scarico per ridurre considerevolmente gli inquinanti prodotti. Per fare ciò sono stati sviluppati dei dispositivi capaci di trasformare i gas indesiderati il quanto più possibile nei prodotti ideali che si avrebbero per il processo di combustione ed ossidazione degli idrocarburi.

La maggior parte, se non la totalità, dei veicoli adoperati in campo agricolo utilizza come propulsore un motore ad accensione per compressione CI (diesel), per tale motivo si analizzeranno esclusivamente i sistemi di aftertreatment sviluppati per questo tipo di motore.

A differenza di un motore ad accensione comandata che, per il corretto funzionamento, deve funzionare con miscela pressoché stechiometrica, il motore diesel lavora con una miscela globalmente magra.

Ciò impedisce di utilizzare un catalizzatore a 3 vie in quanto può lavorare con alti rendimenti esclusivamente con gas di scarico prodotti dalla combustione di miscele stechiometriche o con piccoli discostamenti ($\pm 1\%$).

Per tale motivo sono previsti diversi componenti che hanno lo scopo di ossidare o ridurre determinati inquinanti, essi sono:

- Catalizzatore ossidante (DOC)
- Filtro antiparticolato (DPF)
- Catalizzatore riducente (SCR, LNC, LNT)

Lo scopo primario del catalizzatore ossidante è quello di favorire la reazione di ossidazione del monossido di carbonio CO e degli idrocarburi incombusti HC per mezzo di metalli catalizzanti quali platino e palladio (Pt e Pd). L'utilizzo sinergico di tali metalli (catalizzatore bimetallico) porta ad ottenere dei risultati migliori rispetto al singolo platino o palladio (figura 1.4).

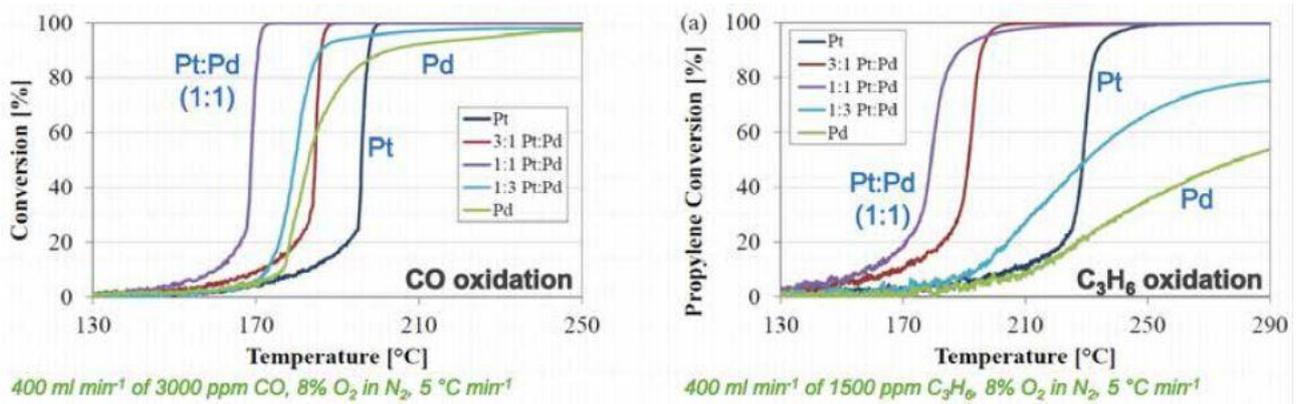


Figura 1.4: Efficienza di ossidazione del DOC per diversi metalli e miscele usate

Oltre all'ossidazione dei due composti sopra citati, il DOC promuove anche la reazione di ossidazione del NO in NO₂. Tale effetto è comunque desiderato in quanto i dispositivi di trattamento montati a valle (DPF e SCR) raggiungono efficienze maggiori (rispettivamente di rigenerazione e di riduzione) con un rapporto $\frac{NO_2}{NO}$ pressoché unitario.

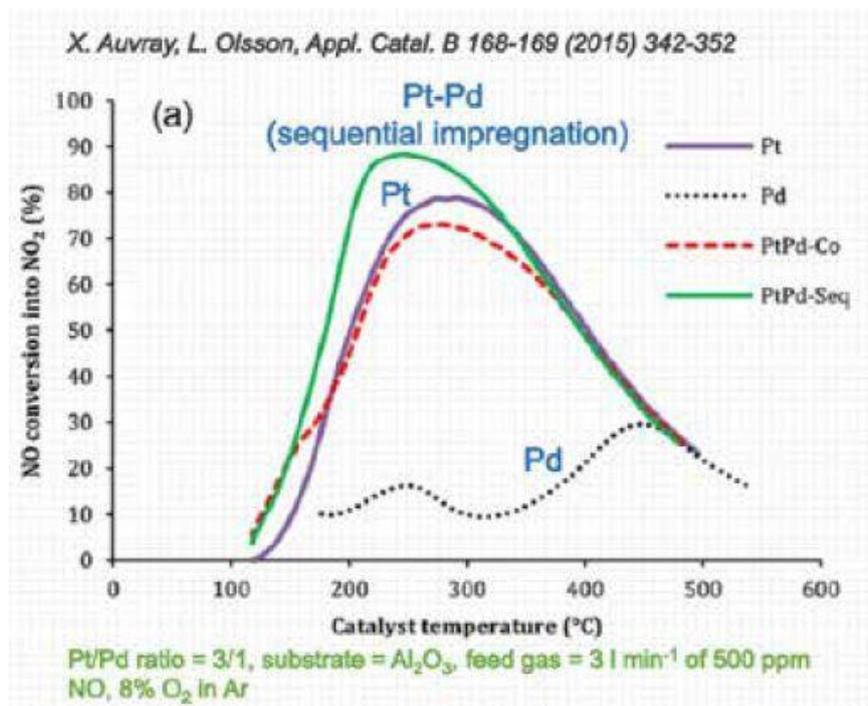


Figura 1.5: Efficienza di ossidazione nel DOC per la formazione di NO₂

Altre reazioni promosse ma indesiderate sono:

- Ossidazione del biossido di zolfo (SO₂) in triossido di zolfo (SO₃)

- Formazione di acido solforico (H_2SO_3) dato dalla reazione del triossido di zolfo (SO_3) con il vapore acqueo (H_2O)

Quest'ultimo prodotto è responsabile dell'aumento di particolato (PM) prodotto.

Come si può notare nelle due immagini precedenti, la temperatura riveste un ruolo fondamentale in quanto le reazioni per avvenire, seppur in presenza di un catalizzatore, necessitano di temperature superiori ai $200^\circ C$ circa.

Il filtro antiparticolato o DPF (Diesel Particulate Filters), a differenza del DOC, non promuove alcuna reazione bensì ha lo scopo di filtrare i gas di scarico per poter quindi intrappolare il particolato prodotto.

È costituito da una struttura wall-flow per permettere ai gas di attraversare una membrana filtrante che sfrutta i due meccanismi di:

- Filtraggio a letto profondo: il diametro medio dei pori è maggiore del diametro medio delle particelle da bloccare
- Filtraggio a separazione superficiale: le particelle hanno mediamente un diametro maggiore di quello dei fori (filtraggio meccanico)

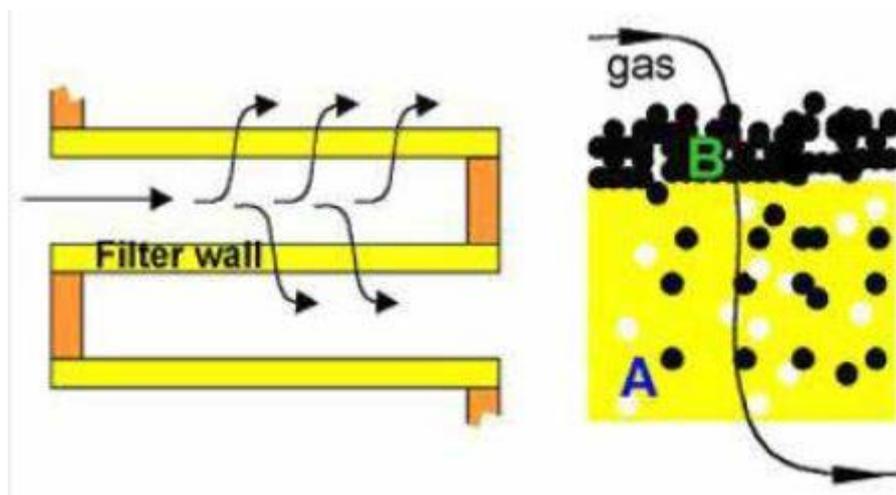


Figura 1.6: Struttura DPF

La capacità di stoccaggio del particolato all'interno del dispositivo è limitata ed è quindi richiesta ogni 300 km circa la rigenerazione dello stesso.

Tale processo avviene in automatico ed in maniera del tutto invisibile al guidatore. Consiste nel bruciare le catene carboniose all'interno del DPF tramite del diesel introdotto nel condotto di scarico che, reagendo con l'ossigeno, promuove la combustione. Il diossido di azoto presente durante questa fase agisce da catalizzatore, diminuendo la temperatura minima necessaria per la reazione permettendo quindi di diminuire la quantità di diesel introdotta.

Per l'abbattimento degli NO_x sono state sviluppate ed installate diverse tecnologie. Il primo dispositivo è il DeNOx. Esso sfrutta il carburante come agente riducente e necessita la presenza di catalizzatori quali il platino insieme all'allumina ($\text{Pt}/\text{Al}_2\text{O}_3$) o il rame e la zeolite ($\text{Cu}/\text{ZSM5}$).

Tale sistema, però, non resiste sufficientemente all'invecchiamento ed è caratterizzato da rendimenti massimi troppo bassi e raggiungibili in un ristretto range di temperatura e per tali motivi non è più utilizzato nei motori.

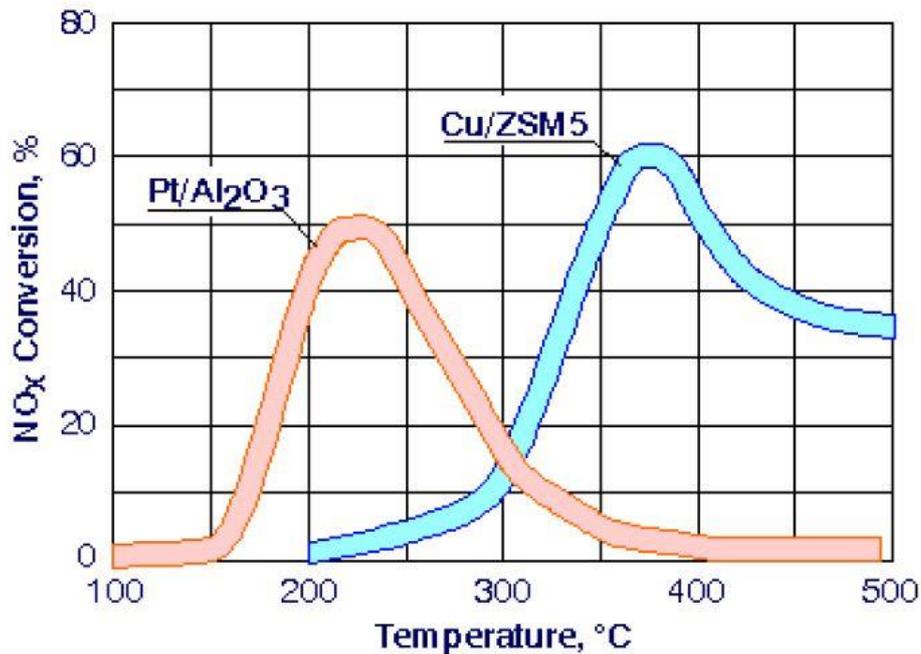


Figura 1.7: Rendimento DeNOx

La trappola per gli NO_x (LNT, Lean NO_x Trap) funziona anch'essa utilizzando il diesel come agente riducente ma sfrutta la proprietà degli ossidi di bario (BaO) di trattenere gli ossidi dell'azoto (NO_2 e NO_3) per poi liberarli solo durante le fasi di rigenerazione, ovvero quando è disponibile il combustibile per ridurre tali gas in presenza, però, del rodio (Rh) che funge da catalizzatore.

Il sistema descritto garantisce dei rendimenti di conversione estremamente elevati per un'estesa finestra termica (Figura 1.8).

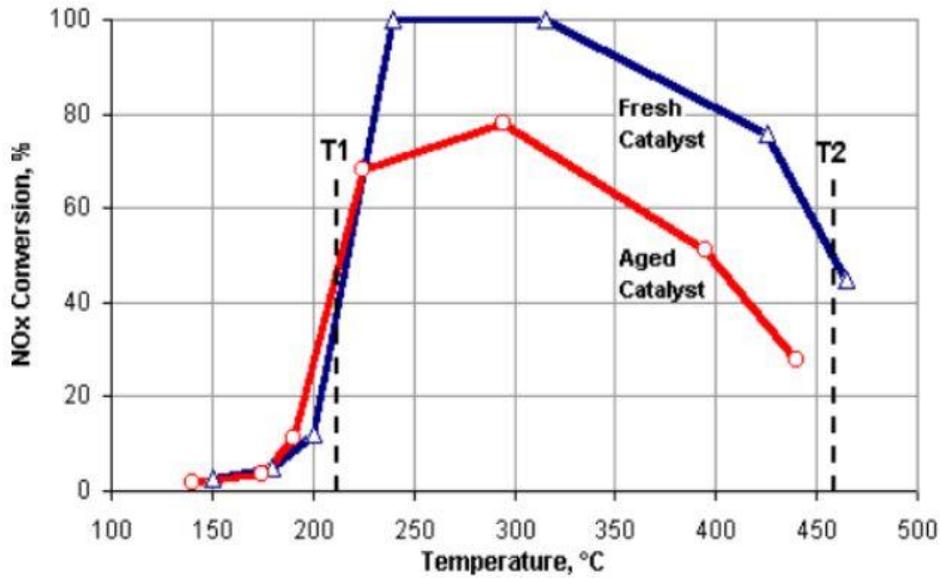


Figura 1.8: Rendimento DeNOx

Poiché all'interno del catalizzatore sono dispersi dei metalli nobili, il costo di tale soluzione aumenta molto velocemente all'aumentare della cilindrata del motore. Inoltre anche l'utilizzo di combustibile come agente riducente causa un aumento dei consumi.

Il più recente sistema consiste, invece, nell'utilizzo dell'ammoniaca come agente riducente. Prende il nome di SCR (Selective Catalytic Reduction) e non necessita l'utilizzo di metalli nobili, il che si traduce come un minore aumento dei costi all'aumentare della cilindrata del motore.

Tuttavia, a causa della presenza di un ulteriore liquido (miscela di acqua ed urea, nome commerciale: AdBlue), sono richiesti degli investimenti iniziali maggiori.

È caratterizzato anch'esso da rendimenti prossimi al 100% estesi per un range di temperatura estremamente esteso.

Nonostante la tendenza odierna di montare quasi esclusivamente tale sistema a bordo dei veicoli, fattore discriminante per la scelta tra il SCR e il LNT è la cilindrata del motore, come mostrato in figura 1.9.

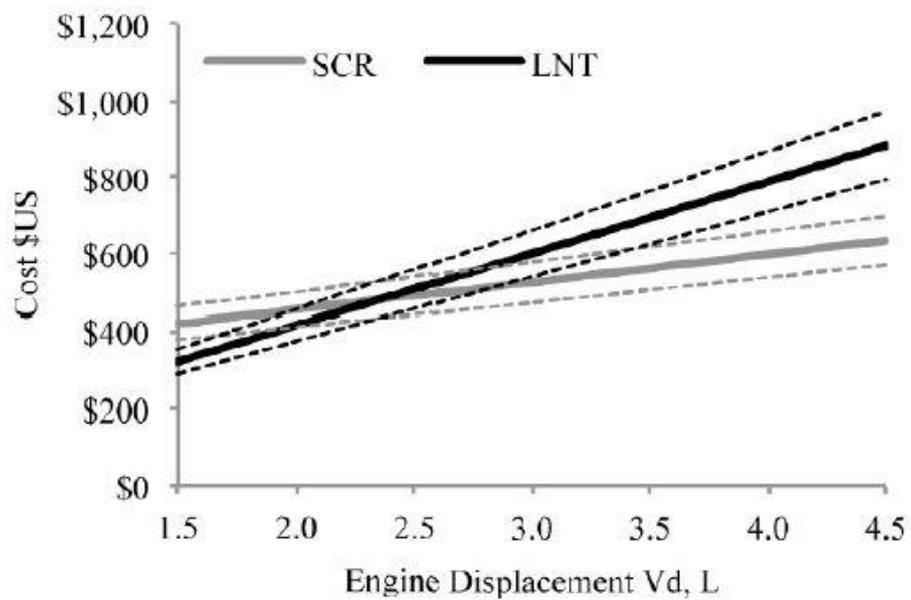


Figura 1.9: Comparazione costi iniziali SCR e LNT

Ibridizzazione dei veicoli per ridurre ulteriormente le emissioni

I sistemi di trattamento dei gas di scarico sono estremamente efficaci nel ridurre al minimo le emissioni di agenti inquinanti e consentono di rispettare i vincoli sempre più stringenti della normativa.

La CO₂, invece, non è un prodotto indesiderato, bensì è normalmente rilasciato durante il processo di combustione.

Ciò significa che, anche nelle condizioni ideali, non si può non ottenere tale composto.

Esso non è dannoso per l'uomo ma è il principale responsabile dell'effetto serra, in quanto, accumulandosi nell'atmosfera, agisce come filtro unidirezionale: lascia passare le radiazioni proprie della luce solare ma riflette le radiazioni, a diversa lunghezza d'onda, emesse dal suolo.

Come effetto finale si ha un aumento della temperatura media dell'atmosfera che porta con sé diverse problematiche anche catastrofiche come, ad esempio, lo scioglimento dei ghiacciai con un conseguente aumento del livello del mare.

Da un punto di vista legislativo, a differenza che per gli agenti inquinanti, non è stato posto alcun vincolo di emissioni di CO₂ per ottenere l'omologazione. Tuttavia, a scopi ecologici, la Commissione Europea ha stabilito di porre un limite di CO₂ prodotta ed immessa nell'atmosfera, da calcolarsi sull'intera flotta commercializzata da ciascuna casa produttrice in un anno. Nel caso di mancato rispetto del valore stabilito di anidride carbonica generata, è stata prevista una sanzione di 95 euro per ogni grammo di gas in più, moltiplicato per il numero di veicoli immatricolati da ciascuna casa produttrice inadempiente.

Come si può facilmente dedurre, l'impatto economico di una tale sanzione è decisamente elevato e poco sostenibile.

L'attenzione delle case automobilistiche si è dovuta spostare, di conseguenza, dallo studio di catalizzatori sempre più efficaci a soluzioni capaci di incrementare il rendimento globale del veicolo, in quanto un minor dispendio di carburante avrebbe comportato una diminuzione di CO₂ immessa in atmosfera.

Per tale motivo si è arrivati ad installare uno o più motori elettrici alimentati da batterie da affiancare al convenzionale motore termico, potendo realizzare il downsizing. Il processo citato permette, riducendo la cilindrata del motore ed utilizzando un sistema di sovralimentazione, di far lavorare il nuovo motore in punti in cui il rendimento è maggiore e si ha un minor consumo di carburante.

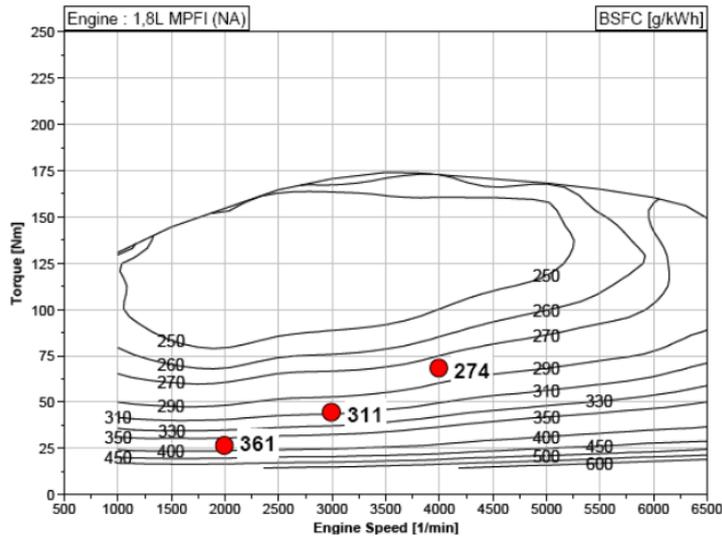


Figura 1.10: Mappa consumi motore 1,8 l NA

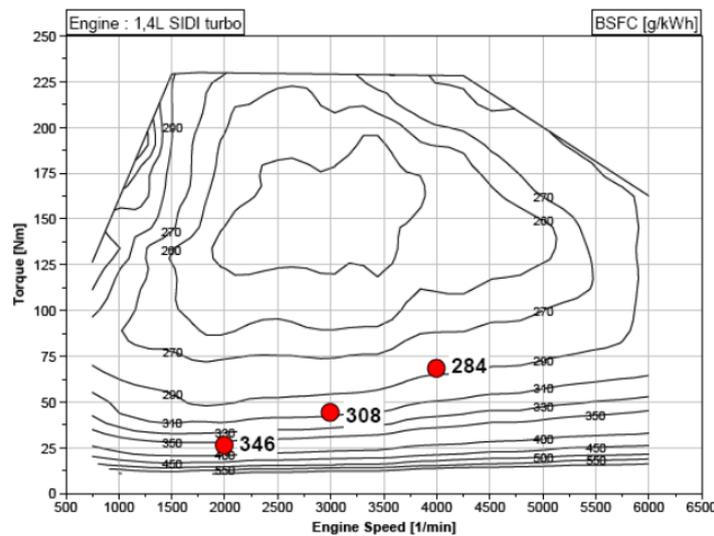


Figura 1.11: Motore 1,4 l Turbo

Se tale operazione è possibile anche senza dover installare un motore elettrico, la presenza di quest'ultimo consente di ridurre maggiormente la cilindrata del motore termico abbattendo considerevolmente i consumi e la CO₂ presente allo scarico.

In alcune tipologie di veicoli ibridi elettrici è possibile, inoltre, poter viaggiare in modalità esclusivamente elettrica avendo, quindi, allo scarico emissioni 0 e ricaricare le batterie tramite la frenata rigenerativa. Il processo consiste nello sfruttare i motori come generatori quando il veicolo deve rallentare: i generatori esercitano una coppia resistente che frena il veicolo senza far intervenire il sistema idraulico frenante convenzionale nel caso di decelerazioni non elevate.

Nel caso dei veicoli da lavoro è possibile sfruttare l'ibridizzazione non esclusivamente per la propulsione del veicolo bensì anche per la PTO (Power Take Off), ovvero per la presa di potenza utilizzata per azionare determinati macchinari supplementari quali, ad esempio, un argano, un erpice od un atomizzatore, consentendo in tal modo di ridurre il carico destinato al solo ICE.

Capitolo 2

Tipologie architetture ibride

Quando si parla di ibrido si fa riferimento ad un grande insieme che racchiude diverse architetture, ognuna delle quali ha le proprie caratteristiche ideali per uno specifico campo di applicazione.

I macrogruppi sono tre: serie, parallelo e complesso ed ognuno di essi comprende più sottoinsiemi che offrono soluzioni simili ma ottimizzate per le più varie applicazioni.

I vari sottoinsiemi sono distinti in base al valore dell'Hybridization ratio (R_h) che può variare dal valore 0 (veicolo elettrico a batteria) al valore 1 che, per gli ibridi paralleli, corrisponde ad un veicolo tradizionale (solo motore termico), mentre per gli ibridi serie rappresenta i veicoli con trasmissione elettrica.

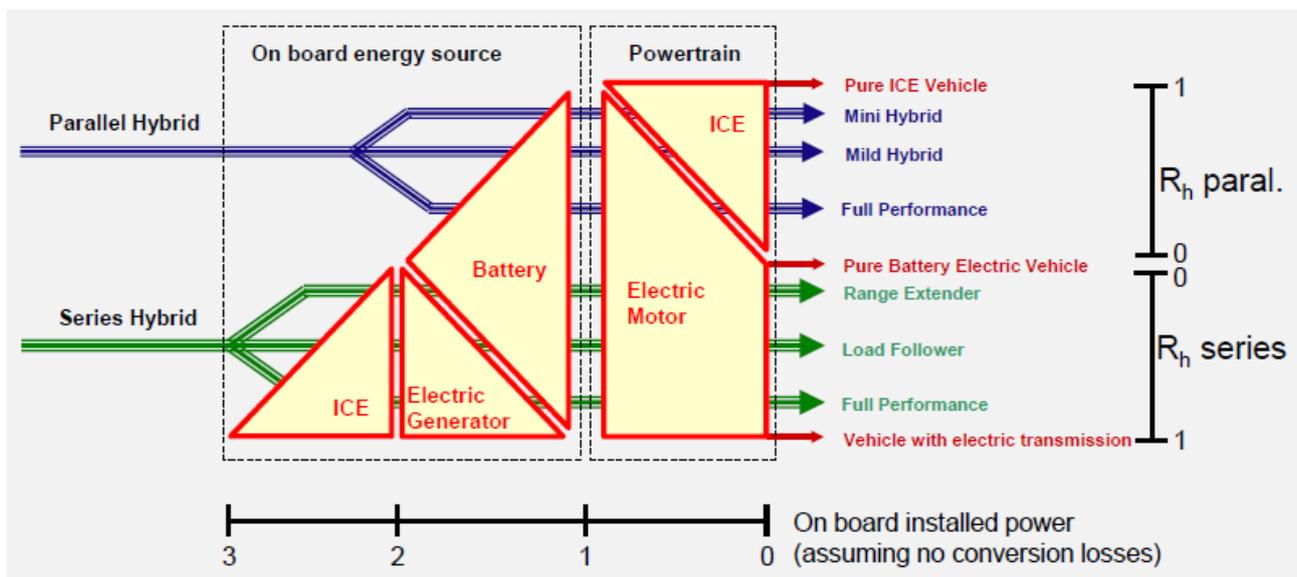


Figura 2.1: Hybridization ratio

Il rapporto di ibridizzazione può essere calcolato mettendo in relazione la potenza del motore termico con la potenza dei motori, termici od elettrici, collegati tramite una trasmissione alle ruote.

Ne consegue che si hanno due equazioni differenti: una per gli ibridi paralleli e l'altra per gli ibridi serie.

$$R_{h\ par} = \frac{P_{ICE}}{P_{ICE} + P_{EL}} \quad (2.1)$$

$$R_{h\text{ serie}} = \frac{P_{ICE}}{P_{EL}} \quad (2.2)$$

Ibrido Serie

L'architettura più semplice da ideare dal punto di vista del controllo del powertrain è l'ibrido serie. Questo consiste nel convertire l'energia meccanica prodotta da un motore termico in energia elettrica tramite un generatore. L'elettricità generata viene così inviata al motore elettrico che provvede al moto del veicolo ed alla batteria se presente.

Ciò implica la presenza di una macchina elettrica volta alla propulsione del veicolo che può lavorare sia come motore sia come generativo (sfruttando la nota frenata rigenerativa) e di un ulteriore generatore collegato meccanicamente al motore termico.

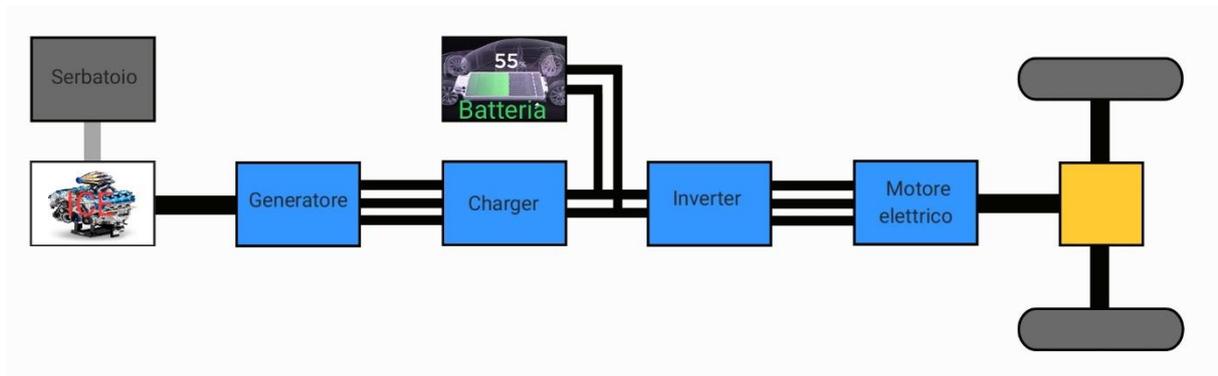


Figura 2.2: Schema ibrido serie

L'immagine 2.2 rappresenta lo schema generalizzato di un veicolo ibrido serie.

Con il tratto spesso grigio è rappresentato il collegamento tra il serbatoio del combustibile ed il motore a combustione interna (alimentazione motore).

I tratti singoli e spessi neri indicano un collegamento di tipo meccanico ovvero la presenza di un albero posto in rotazione.

Le linee multiple corrispondono ai collegamenti elettrici realizzati con cavi atti a trasportare la corrente. Si nota come sia necessario utilizzare dei convertitori per trasformare la corrente alternata trifase in corrente continua per poter ricaricare la batteria e, nuovamente, un'ulteriore conversione in corrente alternata per alimentare i motori elettrici propulsivi.

Il vantaggio preponderante consiste nell'aver l'ICE (internal combustion engine) non collegato direttamente alle ruote il che consente di far funzionare il motore nel punto di massimo rendimento.

In funzione delle dimensioni dei vari motori (motore termico e generatore elettrico) e della batteria è possibile distinguere tre diverse tipologie: range extender, load follower e full performance (R_h crescente).

Il range extender utilizza un piccolo motore termico in grado di ricaricare esclusivamente la batteria lavorando sempre a punto fisso (quindi al massimo rendimento). Ciò permette, come dice il nome stesso, di aumentare la distanza percorribile dal veicolo pur diminuendo la dimensione della batteria e, quindi, ridurre il peso totale.

Questa tipologia di veicoli ibridi utilizza dei motori montati nei veicoli a due ruote o Wankel in quanto sono estremamente compatti e non sottraggono volume alle batterie. Anche il serbatoio del carburante è estremamente piccolo, dell'ordine della decina di litri al massimo (capacità serbatoio della BMW i3: 9 l).

Nel load follower si ha un motore termico più potente che non lavora più a punto fisso in quanto deve garantire l'erogazione della potenza massima in condizioni stazionarie. La batteria, di dimensioni notevolmente ridotte, ha il compito di fornire la potenza mancante durante i transitori.

Il full performance, a differenza delle altre due tipologie, non è equipaggiato con una batteria; di conseguenza il motore termico ed il generatore elettrico sono dimensionati affinché siano in grado di garantire la potenza necessaria anche nei transitori. Tale soluzione non rappresenta una soluzione ottimale per i moderni HEV a causa dei vari rendimenti di conversione della potenza per i veicoli stradali.

Ciò è causato dal maggior numero di macchine elettriche e di convertitori di tensione in quanto, seppur dotati di rendimenti molto elevati (circa del 95 %), moltiplicando i singoli rendimenti si otterrebbe un'efficienza generale molto più bassa rendendo meno rilevante l'aumento ottenuto dal far lavorare il motore termico a punto fisso.

I veicoli da lavoro, invece, prediligono tale soluzione in quanto ha un layout meno complesso in quanto si elimina il problema dell'accoppiamento dei motori (sia elettrici sia ICE) con le ruote in quanto le velocità ottimali dei diversi sistemi differiscono.

La semplicità progettuale si traduce anche in un minor costo di produzione e, di conseguenza, di acquisto.

Ibrido Parallelo

Per quanto riguarda, invece, gli ibridi paralleli abbiamo che entrambi i motori possono provvedere a fornire energia meccanica alle ruote. Ciò consente di ridurre il numero di macchine elettriche (convertitori) e, quindi, ottenere un rendimento totale superiore. Tuttavia, esso si traduce in una maggiore complessità sia di accoppiamento meccanico sia di controllo del veicolo stesso.

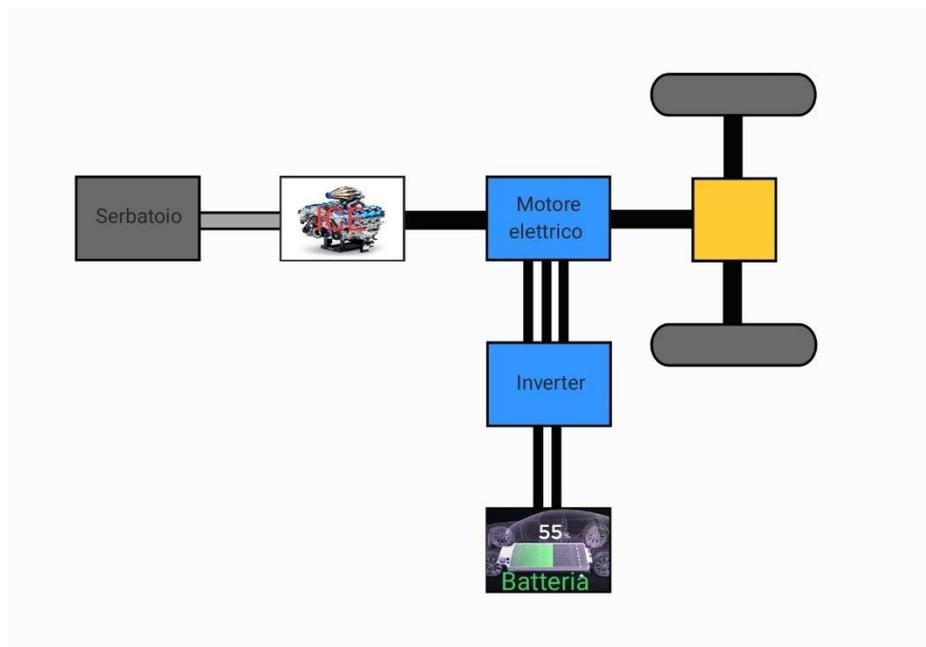


Figura 2.3: Schema ibrido parallelo

La differenza tra i diversi collegamenti rappresentati nella figura sovrastante è la stessa descritta per l'immagine 2.2.

Si nota come questa architettura consenta di evitare l'installazione di un secondo convertitore avendo come effetto utile una riduzione delle perdite di conversione.

Oltre alla distinzione in base all' R_h esistono due ulteriori classificazioni, molto simili tra di loro, che distinguono i vari HEV in base alla disposizione del motore elettrico rispetto all'ICE o al loro accoppiamento.

Esse sono:

- Classificazione Beretta, divisa in:

- Double drive (True the Road): i due propulsori sono collegati tra di loro mediante l'asfalto (esempi sono i veicoli AWD dove le ruote posteriori sono mosse esclusivamente da motori elettrici).
- Double Shaft: i due propulsori sono collegati mediante frizioni e possono lavorare in modo indipendente l'uno dall'altro.
- Single Shaft: si ha il collegamento dei due motori che, quindi, devono girare alla stessa velocità.

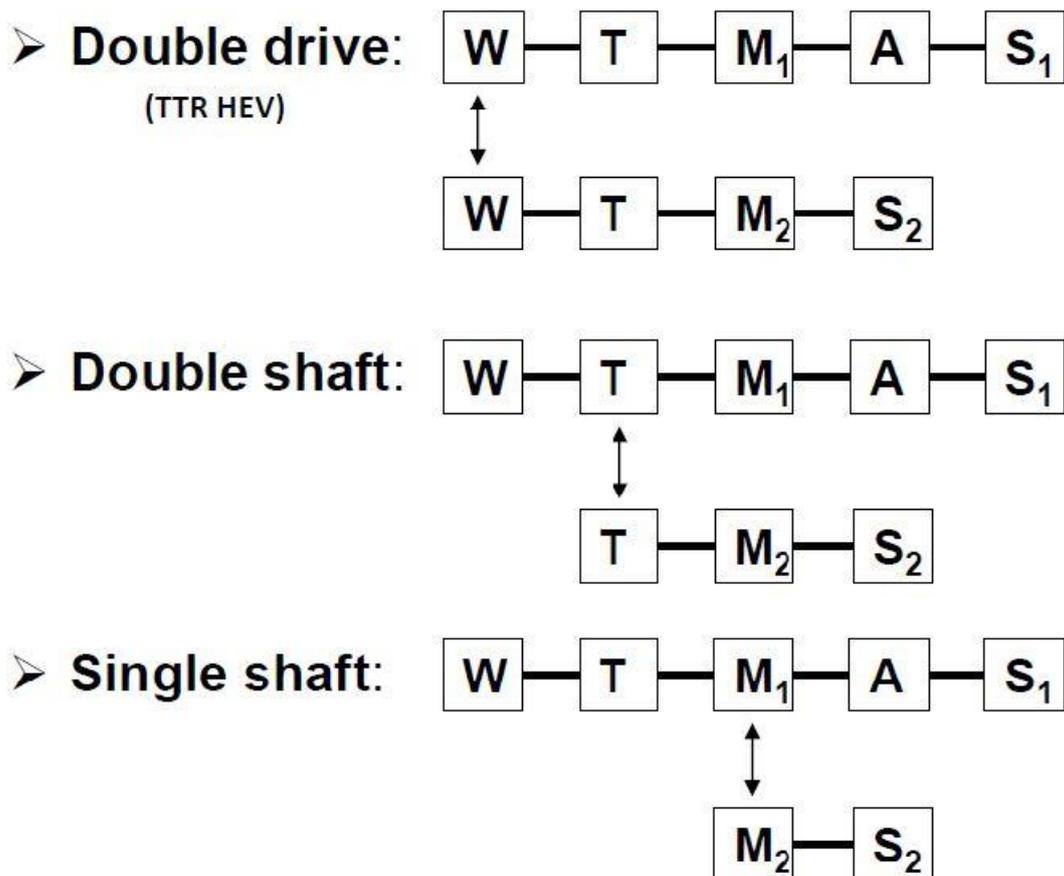


Figura 2.4: Classificazione Beretta

Legenda:

- W: ruote
- T: trasmissione
- M₁: motore elettrico
- M₂: motore termico
- A: convertitore di potenza
- S₁: batteria

- S₂: serbatoio carburante
- ↕: collegamento
- Classificazione basata sulla posizione del motore elettrico:
 - P1: motore elettrico collegato direttamente al motore termico nel lato frontale o posteriore.
 - P2: motore elettrico collegato a monte della frizione
 - P3: motore elettrico posizionato a valle del cambio
 - P4: motore elettrico posizionato direttamente sull'assale secondario

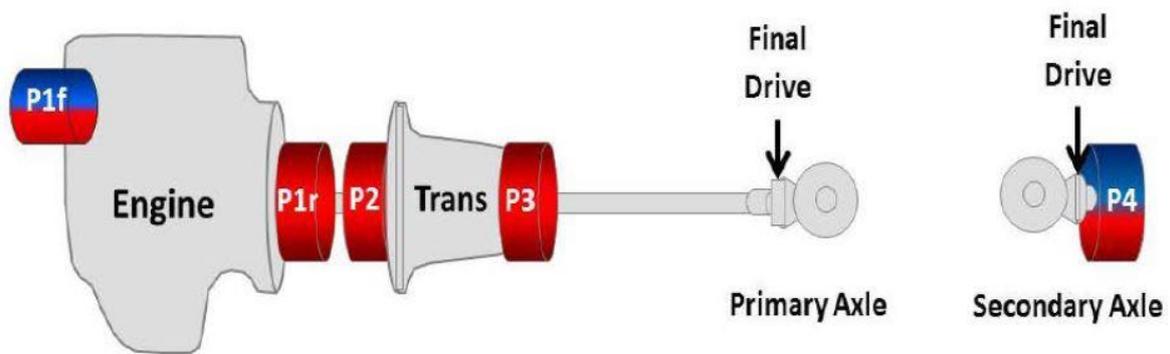


Figura 2.5: Classificazione basata sulla posizione del motore elettrico

L'architettura parallela è quella maggiormente adottata oggi in quanto consente di ottenere i rendimenti totali maggiori e, quindi, una minor produzione di inquinanti e gas serra.

Ibrido Power Split

Per ottenere un ibrido complesso vi sono diverse possibilità ma, in ambito automobilistico, le due più comuni sono: aumentare il numero di motori (in genere quelli elettrici) adibiti alla trazione del veicolo o accoppiare le architetture serie e parallelo sullo stesso powertrain.

Tale soluzione permette all'ICE di lavorare nelle condizioni di massimo rendimento in una molteplicità di casi variando opportunamente la strategia adoperata in base alle condizioni esterne.

Nel caso dei NRMM è possibile sfruttare i motori elettrici aggiuntivi per la presa di forza (PTO) in modo tale da non affaticare eccessivamente il motore termico e permettere un funzionamento con il minimo consumo di carburante.

Metodo comunemente utilizzato per gli ibridi complessi è l'implementazione di un CVT (continuously variable transmission) regolato da una macchina elettrica. La tecnologia appena citata è stata adottata su veicoli stradali della Toyota (eCVT), per quanto riguarda i NRMM sono stati effettuati diversi studi in merito.

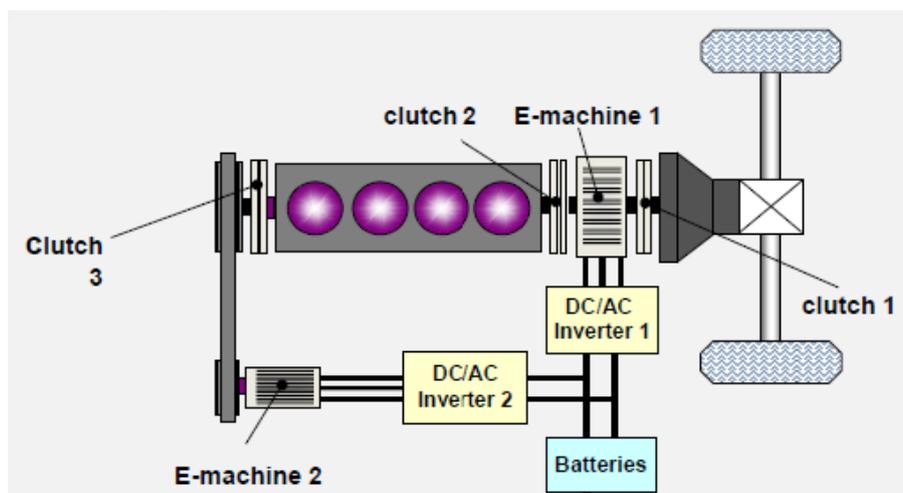


Figura 2.6: Esempio di un ibrido complesso

Legenda:

- W: ruote
- T: trasmissione
- EM₁: primo motore elettrico
- EM₂: secondo motore elettrico
- A: convertitore di potenza
- S₁: batteria

- S₂: serbatoio carburante
- ↕: collegamento

Esempi di veicoli da lavoro ibridi

Anche nel campo dei NRMM ci si è mossi nella direzione di ibridizzare i veicoli sia per diminuire le dimensioni dei sistemi di post trattamento dei gas di scarico sia per ridurre i consumi di carburante.

Come già accennato in precedenza, l'architettura più comunemente implementata è quella serie anche se, per precisione, bisogna distinguere l'utilizzo del sistema di powertrain per la funzione di guida e le operazioni di lavoro.

Nel campo dei veicoli da lavoro uno dei primi veicoli che fu lanciato sul mercato ed accolto positivamente fu una ruspa caricatrice della Hitachi nel 2003.

Nel 2008 la Komatsu sviluppò i primi escavatori commerciali ibridi: il HB205-1 ed il HB215LC-1. Essi erano dotati di un sofisticato sistema di recupero dell'energia durante la rotazione dello stesso per poi immagazzinarla in ultracondensatori.

La Caterpillar introdusse sul mercato il primo dozer ibrido, il Caterpillar D7E, che ha rimpiazzato il precedente modello D7R.

Stando alle dichiarazioni della casa produttrice, il modello ibrido garantisce un aumento della produttività ed una diminuzione del consumo di carburante del 24%.

L'architettura utilizzata per la propulsione è quella propria di un ibrido serie full performance in quanto non vi è nessun sistema di accumulo (batteria o condensatori) dell'energia elettrica (figura 2.7), il sistema idraulico, invece, è tradizionale in quanto la pompa è azionata direttamente dal motore termico.

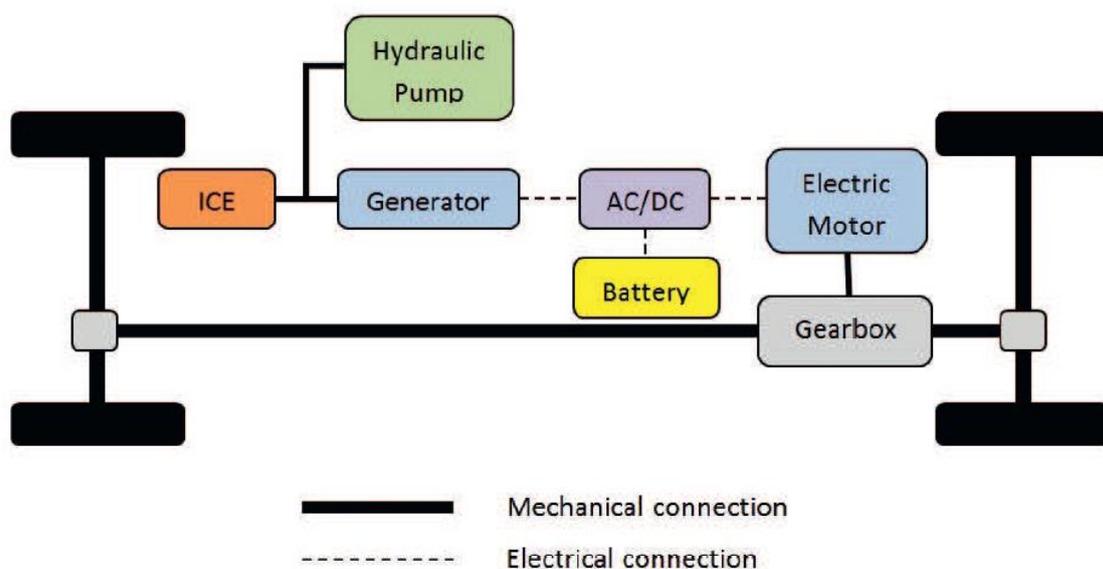


Figura 2.7: Schema ibrido serie Caterpillar D7E

La Volvo, con il suo L220F, ha invece sviluppato un'architettura parallela per una pala gommata sia per la guida sia per le operazioni di lavoro.

La funzione del motore elettrico ha come scopo quello di fornire una potenza aggiuntiva quando necessario consentendo di diminuire la cilindrata del motore termico (downsizing) apportando una considerevole diminuzione dei consumi.

Questo è uno dei pochi veicoli a layout parallelo in quanto tale tecnologia è ancora in fase di ricerca e sviluppo.

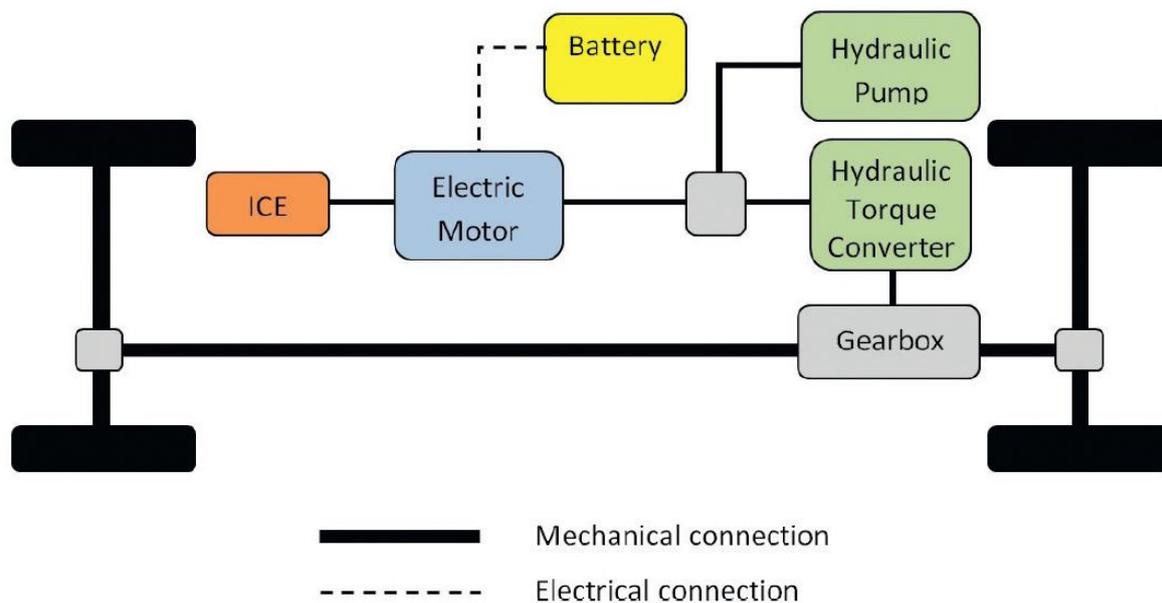


Figura 2.8: Schema Volvo L220F

Al CONEXPO (International Trade Fair for Construction Machinery) del 2011 la John Deere presentò il primo prototipo ibrido di una pala gommata denominato 944K hybrid.

Agli inizi del 2013 fu immessa sul mercato la prima pala gommata della stessa azienda: la 644K hybrid.

La driveline è un'architettura ibrida serie senza sistema di accumulo, l'azionamento delle pompe idrauliche sfrutta una configurazione parallela.

Il risparmio di carburante dichiarato dai dati tecnici forniti dalla casa produttrice ammonta ad un massimo del 25%.

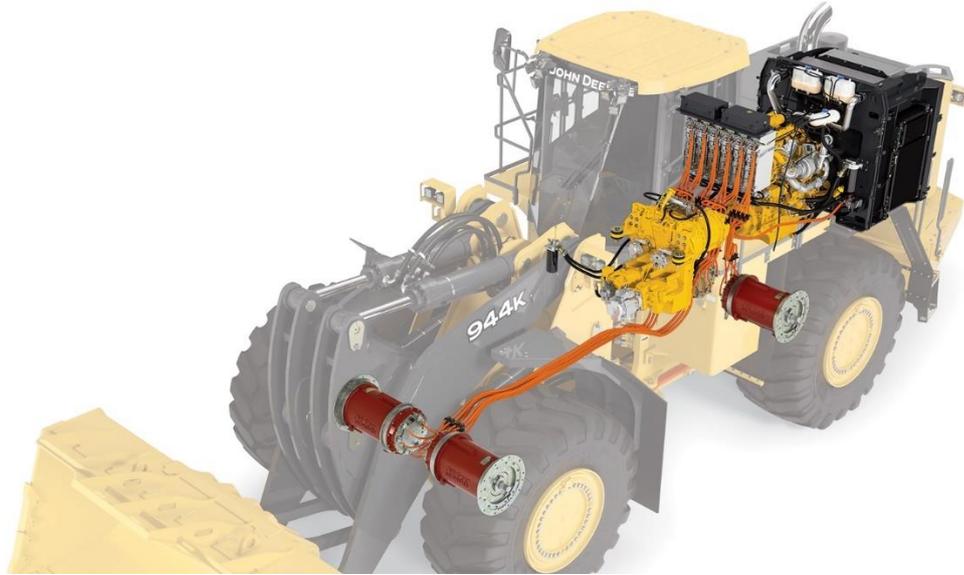


Figura 2.9: John Deere 944K

Utilizzando lo stesso schema della 644K, la Merlo ha sviluppato ed immesso sul mercato un telescopico denominato TF 40.7 completamente serie per la trazione e parallelo per le azioni di lavoro.

Tale configurazione ha permesso di adattare sia i sistemi elettrici sia i componenti meccanici nella maniera più ottimale alle missioni tipiche di tale veicolo per raggiungere le migliori performance.

È stato possibile raggiungere non solo un minor consumo di carburante durante le normali attività di lavoro, ma anche una riduzione del rumore dato dal motore termico e, estremamente importante, il funzionamento in full electric consentendo l'utilizzo del veicolo anche al chiuso in quanto zero-emission.

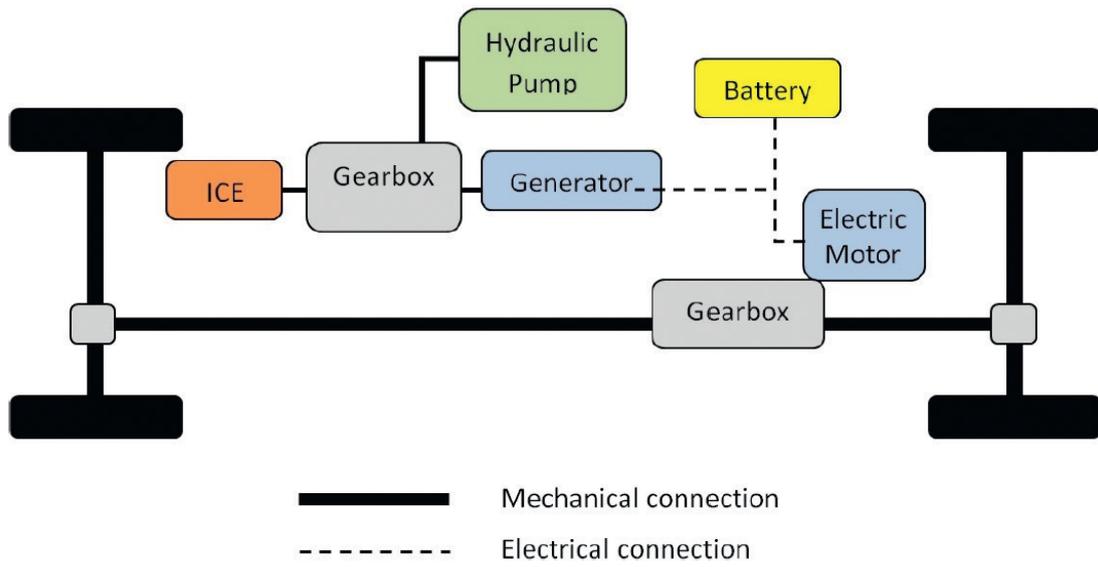


Figura 2.10: Schema serie-parallelo del Merlo TF 40.7

Capitolo 3

Banco prova

Per poter effettuare delle simulazioni con tecniche Hardware in the Loop è stato necessario progettare un banco prova capace di riprodurre fedelmente tutte le operazioni tipiche dei NRMM.

Primo requisito era quello di rendere il nostro sistema quanto più modulare e flessibile, in grado, quindi, di essere adattato per ogni tipologia di simulazione. Si è scelto di utilizzare un binario, vincolato al banco da lavoro, sul quale montare i diversi componenti nelle più disparate configurazioni.

È possibile ricostruire in questo modo le varie architetture ibride senza dover prevedere la progettazione di nuovi supporti ed in modo relativamente semplice: sarà di fatto sufficiente cambiare la disposizione dei componenti e/o la rimozione di altri.

Il layout più completo prevede l'utilizzo di quattro motori elettrici che simuleranno: il motore termico, il motore elettrico parallelo all'ICE, il motore elettrico per il funzionamento del CVT ed infine il freno, ovvero il motore che deve esercitare la coppia resistente propria del duty cycle in esame.

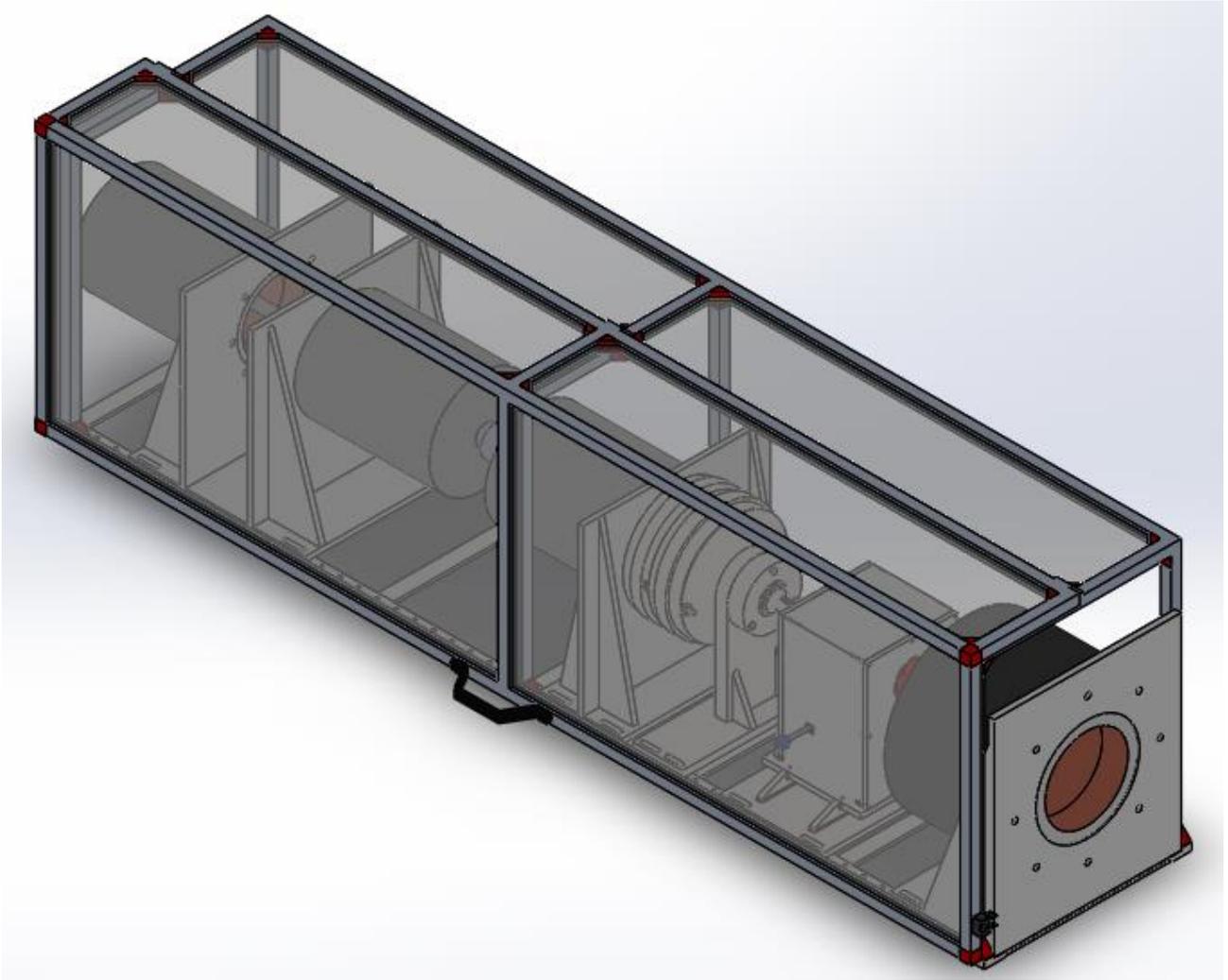


Figura 3.1: Banco prova con protezione

Criteri preliminari

Il banco prova deve essere in grado di poter simulare un trattore che eroga fino ad un massimo di 110 KW di potenza, tuttavia, per problemi di ingombro, si è optato per scalare le potenze in gioco di un fattore di scala pari a 1:25.

Ulteriore parametro di progetto preliminare è la tensione di alimentazione fornita dalle batterie: per questioni di sicurezza si è deciso di utilizzare una tensione di 80 V.

Non si è potuto scendere sotto tale valore in quanto con tensioni minori sarebbe aumentata l'intensità di corrente rendendo così necessario l'utilizzo di cavi con sezione maggiore e, quindi, un maggiore costo degli stessi ed una maggiore difficoltà nell'effettuare i vari collegamenti tra batterie ed inverter.

Come accennato in precedenza, la facilità di montaggio è un criterio non trascurabile in quanto consente di diminuire gli errori di allineamento degli alberi e, di conseguenza, gli attriti ed il rumore prodotto durante il funzionamento.

Si è cercato di scegliere una soluzione capace di ridurre anche i costi di fabbricazione diminuendo i componenti da dover essere lavorati con tolleranze di precisione.

Per rendere più simile il banco prova ad un reale sistema di moto e trasmissione di un NRMM è stato implementato anche un cambio a due velocità per riprodurre la serie di marce ridotte, tipiche nella trazione dei mezzi agricolo o pesanti (camion o trattori).

Unica differenza è l'impossibilità di effettuare la cambiata durante il funzionamento del banco prova. Si è infatti preferito la semplicità di progettazione e la riduzione dei costi (assenza di una frizione e di un sincronizzatore) in quanto durante le simulazioni non si sarebbe mai dovuto riprodurre tale transizione.

Progettazione

La scelta dei motori è stata vincolata dai criteri sopra citati che, quindi, hanno definito i dati di targa. È stato possibile riferire tali parametri di progetto e gli ingombri desiderati alla ditta specializzata nella costruzione di motori elettrici ad hoc.

Di norma i cambi dei NRMM hanno una marcia ridotta ed una presa diretta (nessun fattore di riduzione), tuttavia, per poter ridurre gli ingombri del motore elettrico adibito a freno, è stato necessario introdurre un ulteriore rapporto di trasmissione affinché la velocità dell'albero in uscita (lato freno) potesse essere sufficientemente elevata da poter garantire la potenza richiesta senza dover aumentare a dismisura la coppia resistente esercitata dal motore.

Per la progettazione del cambio a due velocità si è optato per un riduttore a due salti di velocità e con tre coppie di ruote dentate sempre in presa.

L'albero in ingresso (lato CVT) è dotato di due pignoni con differente numero di denti. Essi ingranano con due ruote folli montate sul secondo albero. Queste, tramite un innesto frontale, trasmettono il moto all'albero ed al pignone che ingrana a sua volta con la ruota del terzo albero, accoppiato tramite un giunto elastico all'albero del freno.

Scelti i rapporti di trasmissione totali si è provveduto a definire il rapporto fisso tra la ruota 5 e la ruota 6, in seguito sono stati ricavati i rapporti per il regime lento e quello veloce (Tabella 2).

Quindi si è provveduto a definire i parametri caratteristici delle ruote dentate: il numero di denti per ogni ruota, l'angolo di pressione α ed il modulo m .

I valori di tali parametri sono tutti riportati nella tabella 3.1.

	Ruota 1	Ruota 2	Ruota 3	Ruota 4	Ruota 5	Ruota 6
N. denti	18	69	36	51	35	52
α (°)	20	20	20	20	20	20
m (mm)	2	2	2	2	2	2
τ	3,76		1,41		1,5	

Tabella 3.1: Parametri caratteristici

	Regime lento	Regime veloce
τ_{tot}	5,64	2,12

Tabella 3.2: Rapporti di trasmissione

Sempre nell'ottica di ridurre i costi ed i tempi di produzione sono state adottate ruote a denti dritti.

Ciò comporta un aumento delle forze di attrito ed un maggior rumore. Tuttavia, essendo prevista una lubrificazione a bagno d'olio, tali inconvenienti dovrebbero essere notevolmente limitati.

Scelto il materiale delle ruote (acciaio C45 bonificato) ed il processo di indurimento della superficie del dente (tempra superficiale) si è provveduto ad effettuare la verifica statica a flessione ed a contatto Hertziano ed a fatica per pitting del dente.

Tali verifiche sono state effettuate per ogni coppia di ruote, facendo però riferimento al pignone (ruota con minor numero di denti) in quanto quella più sollecitata. Ciò è dovuto dal coefficiente di Lewis che aumenta al diminuire del numero di denti della ruota stessa.

I vari coefficienti di sicurezza (CS) ricavati sono riportati nella tabella 2.3.

CS	Coppia 1-2	Coppia 3-4	Coppia 5-6
Tensione al piede del dente	7,6	14	4,7
Verifica statica a contatto Hertziano	2,4	3,7	2,1
Verifica a fatica per pitting	1,6	2,5	1,4

Tabella 3.3: Coefficienti di sicurezza

Dimensionate e verificate le ruote dentate si è passato al dimensionamento dei tre alberi a vita infinita e, infine, alla scelta dei cuscinetti.

	Albero 1	Albero 2	Albero 3
diametro minimo (mm)	15	20	25

Tabella 3.4: Dimensioni minime alberi

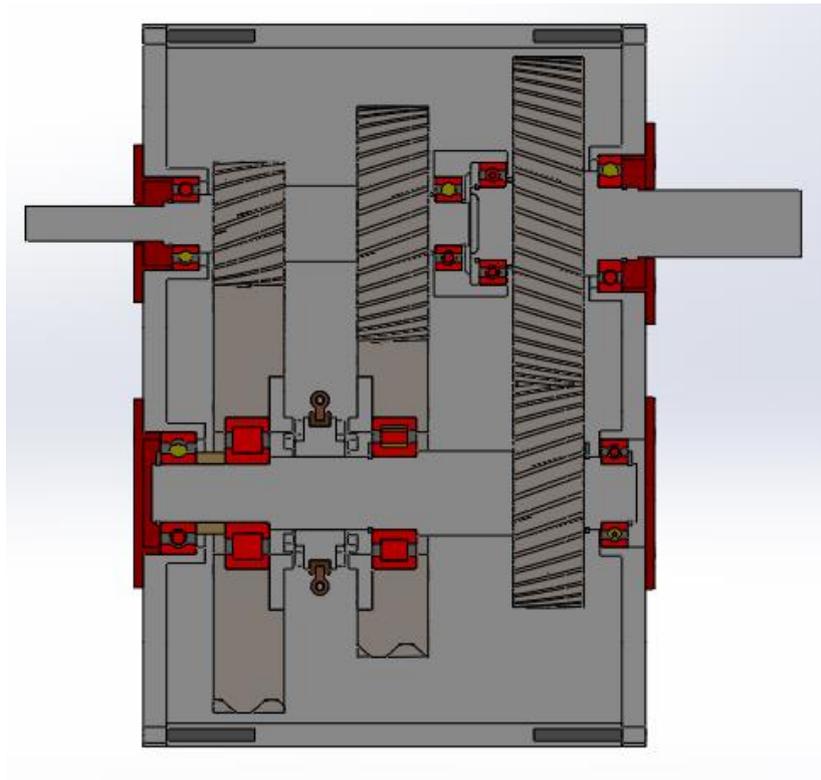


Figura 3.2: Cambio a due velocità

Disposizione e caratteristiche dei componenti

Terminata la progettazione del banco si è tornati sullo studio della disposizione dei componenti.

Come struttura d'appoggio si è optato per un banco ottico della Newport da 1800 x 900 mm con isolamento pneumatico per evitare la propagazione delle vibrazioni causate dal funzionamento del banco prova.

Come accennato all'inizio del capitolo, tutti i componenti del banco prova (motori, CVT e cambio a due velocità) verranno montati, tramite degli appositi supporti, su una struttura metallica che ha lo scopo di semplificare il processo di assemblaggio e di garantire il corretto allineamento di tutti gli alberi. Tale struttura, che chiameremo 'rail', ha una forma simile ad un binario ed ha una lunghezza di 1800 mm, tale, quindi, da sfruttare l'intera lunghezza del banco ottico. La profondità è di 400 mm.

Come si può osservare dalla figura 3.2, il primo elemento è il motore elettrico atto a simulare l'ICE sul quale albero è calettata una frizione elettromagnetica. La frizione ha il compito di staccare il motore termico dal resto del powertrain in modo tale da poter simulare il comportamento del veicolo con la modalità di trazione inserita puramente elettrica.

Il secondo componente è il motore elettrico EM1 collegato in parallelo all'ICE ed ha il compito di fornire una coppia di spunto al motore termico in modalità ibrida o di consentire il movimento del veicolo in modalità puramente elettrica.

Spostandoci più a destra troviamo l'EM2 caratterizzato da un rotore costituito da un albero cavo che consente il passaggio dell'altro albero mosso dai precedenti due motori.

Il primo elemento meccanico di riduzione è il CVT al quale sono collegati i motori.

Successivamente si trova il cambio a due velocità descritto nel precedente capitolo.

Infine, collegato con un giunto elastico al cambio, è collocato il freno, il motore più potente di tutto il banco ed anche quello caratterizzato dagli ingombri maggiori.

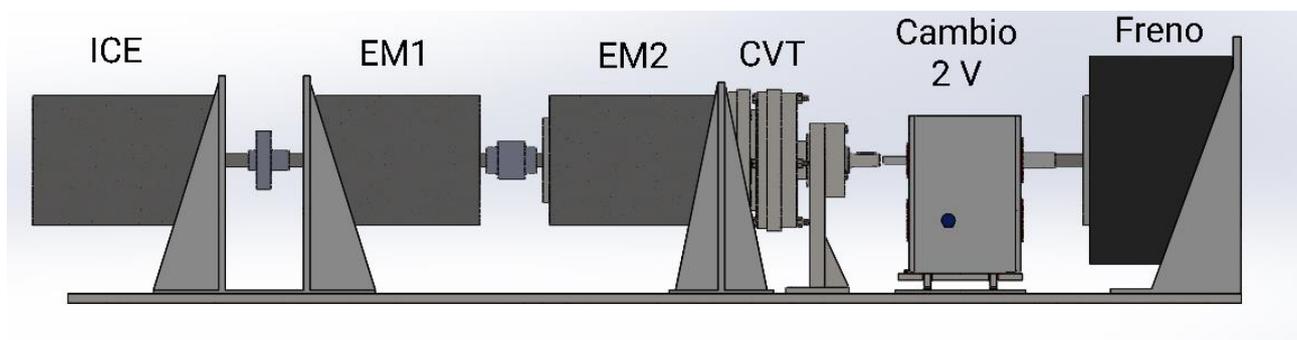


Figura 3.3: Disposizione componenti banco prova

I motori sono stati dimensionati affinché potessero rappresentare le potenze reali del veicolo da lavoro scalate di un fattore 1:25.

Nello scalare le potenze si è scelto di agire esclusivamente sulle coppie in gioco lasciando invariate le velocità di rotazione dei singoli motori.

La seguente tabella riporta le caratteristiche dei singoli motori.

	ICE	EM1	EM2	Freno
Coppia (Nm)	8	5,1	4,4	60
Velocità (rpm)	2600	2600	3000	700
Potenza (kW)	2,2	1,4	1,4	4,4

Tabella 3.5: Caratteristiche dei motori

La batteria di alimentazione ed i vari azionamenti dei motori sono posizionati all'interno di un armadietto di sicurezza posto a destra del banco ottico.

Tale posizionamento consente di ridurre gli ingombri sul tavolo, facilitare i collegamenti elettrici tra gli azionamenti ed i motori e di aumentare la sicurezza generale in quanto tutte le componenti elettriche, quindi potenzialmente pericolose, verrebbero isolate dal resto dei componenti rendendo impossibile un accidentale contatto o cortocircuito.

Poiché i motori ed i vari rotismi del banco prova possono avere delle velocità di rotazione piuttosto elevate, per scongiurare il pericolo, seppur remoto, che qualche componente possa essere centrifugato ed arrecare danno all'operatore, è stata prevista una struttura protettiva che incapsula tutti i componenti.

La struttura è composta da una parte fissa, ancorata al rail, e di una parte mobile che consente di accedere ai componenti tramite delle cerniere poste nella sezione superiore.

Il tutto è realizzato con barre Bosch di sezione 20 x 20 mm e da lastre di policarbonato che permettono sia di vedere all'interno sia di proteggere l'addetto al funzionamento.

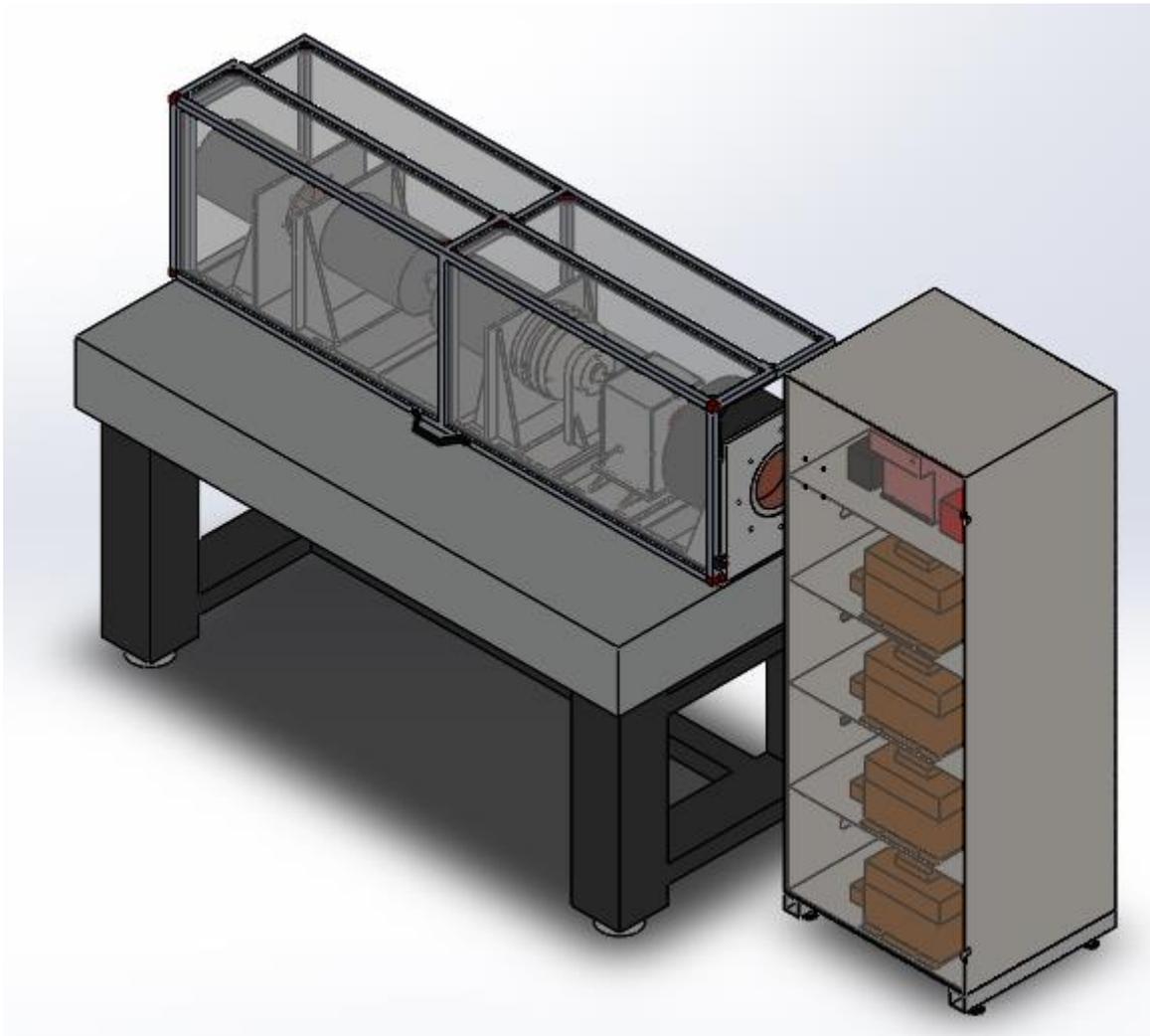


Figura 3.4: Assieme banco prova

Capitolo 4

Modello Simulink del banco prova

Descrizione modello Simulink

Una volta conclusa la fase di progettazione e stabilite le caratteristiche dei vari componenti, è stato possibile ricostruire un banco prova virtuale per mezzo del software Simulink.

I blocchi caratteristici utilizzati fanno parte del pacchetto aggiuntivo Simscape e permettono di riprodurre fedelmente il banco reale.

Il modello logico rappresentativo del banco prova è riportato nella figura 4.1 ed è il punto di partenza utilizzato per definire e costruire il modello virtuale.

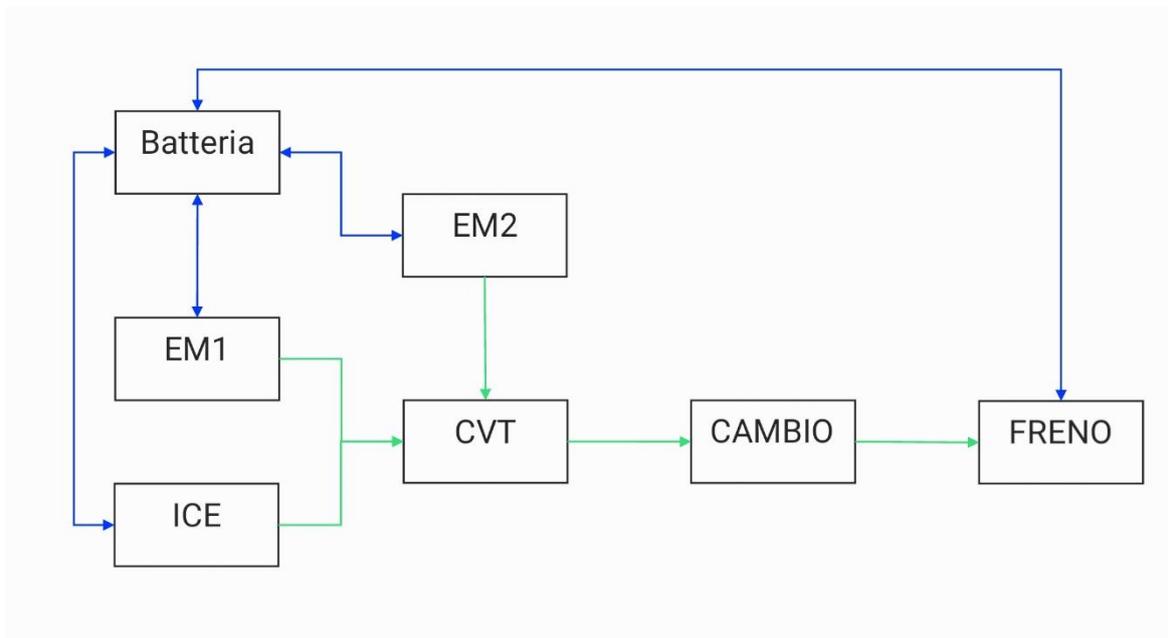


Figura 4.1: Schema a blocchi logico

Dove:

- Le linee con doppia freccia in colore blu rappresentano i collegamenti elettrici tra la batteria ed i vari motori, la presenza della doppia punta indica la possibilità sia di fornire corrente dalla batteria ai motori sia la capacità di ricevere corrente dal freno in primis e, in alcune condizioni, anche dal secondo motore elettrico EM2.

- Le linee verdi rappresentano i collegamenti meccanici che corrispondono agli alberi in uscita dai diversi componenti.

Come anticipato più volte, anche il motore termico è simulato tramite un motore elettrico e più avanti verrà definita anche la strategia di controllo atta a riprodurre quanto più fedelmente il funzionamento di un motore ad accensione per compressione tradizionale.

La seguente immagine mostra lo schema costruito su Simulink.

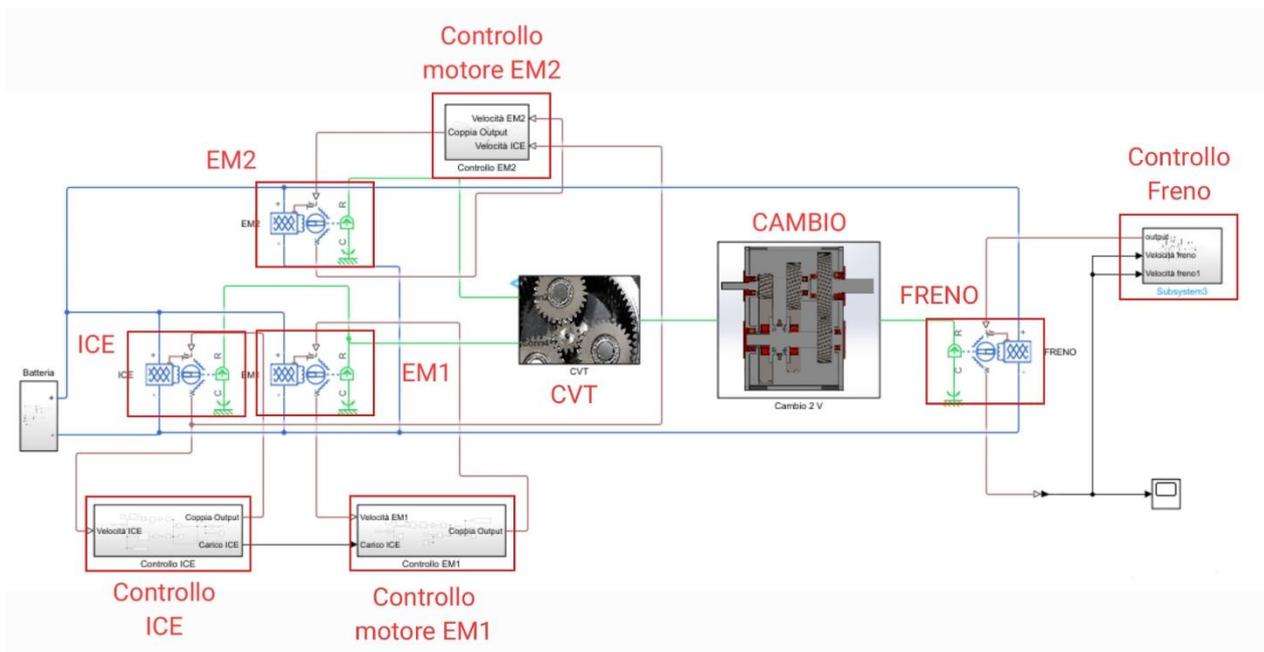


Figura 4.2: Schema a blocchi Simulink

Come facilmente si può notare, le due immagini sono pressoché simili in quanto il software utilizzato consente di semplificare notevolmente la costruzione del modello utilizzando dei blocchi all'apparenza semplici ma che, al loro interno, racchiudono tutte le informazioni e leggi fisiche proprie dei corrispettivi modelli reali.

Tuttavia, per poter effettuare le simulazioni e verificare il ricircolo di potenza, è stata implementata un'ulteriore batteria, destinata ad alimentare esclusivamente l'EM1 e l'EM2. La batteria già presente, invece, è stata collegata al freno ed all'ICE in quanto, in condizioni reali, il motore termico è alimentato dal combustibile, mentre il freno è la forza resistente data dalla missione.

Controllo Freno, dinamica longitudinale

Completata la costruzione del modello virtuale si è proceduto a costruire il sistema di controllo del freno, ovvero l'andamento della coppia resistente applicata da questo motore elettrico.

Il freno ha il compito di imporre, come detto, una coppia resistente che rappresenta il carico resistente imposto dalla dinamica longitudinale al veicolo da lavoro.

Nel campo 1D, le forze agenti sul veicolo in moto rettilineo uniforme sono rappresentate nella figura 4.3

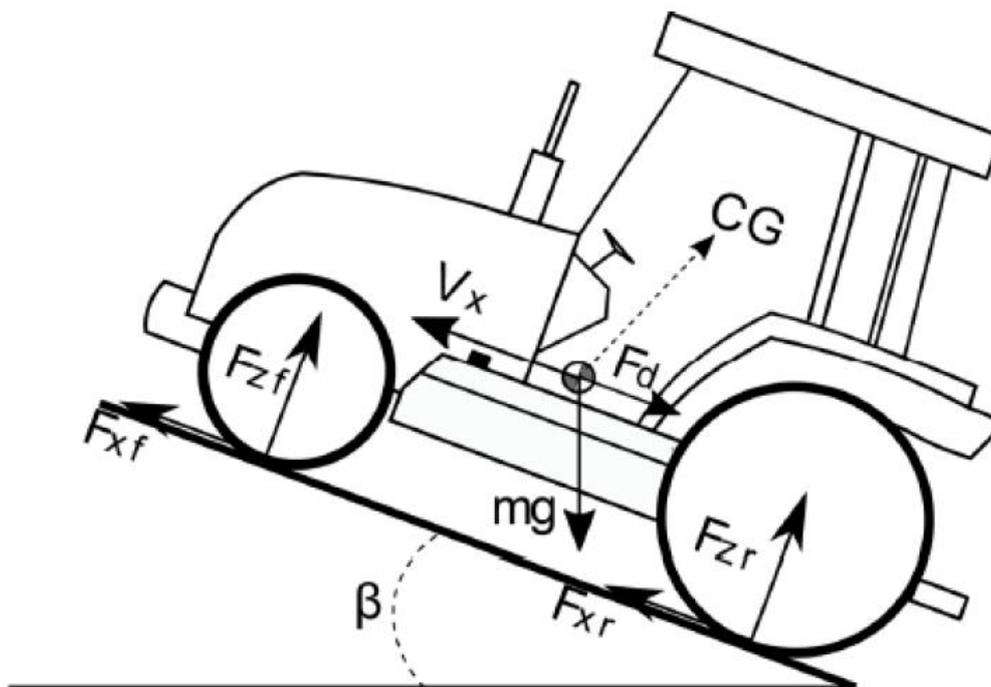


Figura 4.3: Dinamica longitudinale 1D di un veicolo da lavoro

Dove:

- F_{zf} e F_{zr} sono le forze di contatto tra pneumatico e suolo ed hanno una direzione sempre perpendicolare all'area di contatto
- F_{xf} e F_{xr} sono le forze di contatto tra pneumatico e suolo parallele a quest'ultimo e sono responsabili del moto del veicolo
- m è la massa del veicolo
- g è l'accelerazione gravitazionale ($9,8 \frac{m}{s^2}$)
- β è la pendenza in gradi della strada

- v_x rappresenta la velocità longitudinale del veicolo
- F_d è la forza resistente aerodinamica, calcolabile dall'equazione 4.1

La forza resistente aerodinamica è calcolabile tramite la seguente equazione:

$$F_d = \frac{1}{2} \rho C_d A_f v_x^2 \quad (4.1)$$

Dove:

- ρ è la densità dell'aria e pari a $1,225 \frac{kg}{m^3}$
- C_d è il coefficiente di resistenza aerodinamica
- A_f è l'area frontale del veicolo

Date le ridotte velocità che il veicolo da lavoro raggiungerà durante le simulazioni (15 km/h o 40 km/h), la forza aerodinamica verrà trascurata in quanto il suo apporto è esiguo e non confrontabile con le altre forze in gioco.

Poiché il banco prova deve simulare l'andamento di un veicolo da lavoro, è stato necessario definire i parametri caratteristici del mezzo in esame per poter riprodurre, con un'opportuna scala, le potenze in gioco. Tali valori sono disponibili nella tabella seguente.

Massa del veicolo (kg)	2570
Raggio delle ruote (m)	0,68
Coefficiente di rotolamento	0,02

Tabella 4.1: Parametri caratteristici del veicolo

Di conseguenza, le coppie simulate dal freno saranno quelle dovute a:

- Forza resistente al rotolamento

$$F_r = m g u_r \cos \beta \quad (4.2)$$

- Forza resistente data dalla pendenza

$$F_p = m g \sin \beta \quad (4.3)$$

- Forza d'inerzia

$$F_i = m \frac{dv_x}{dt} \quad (4.4)$$

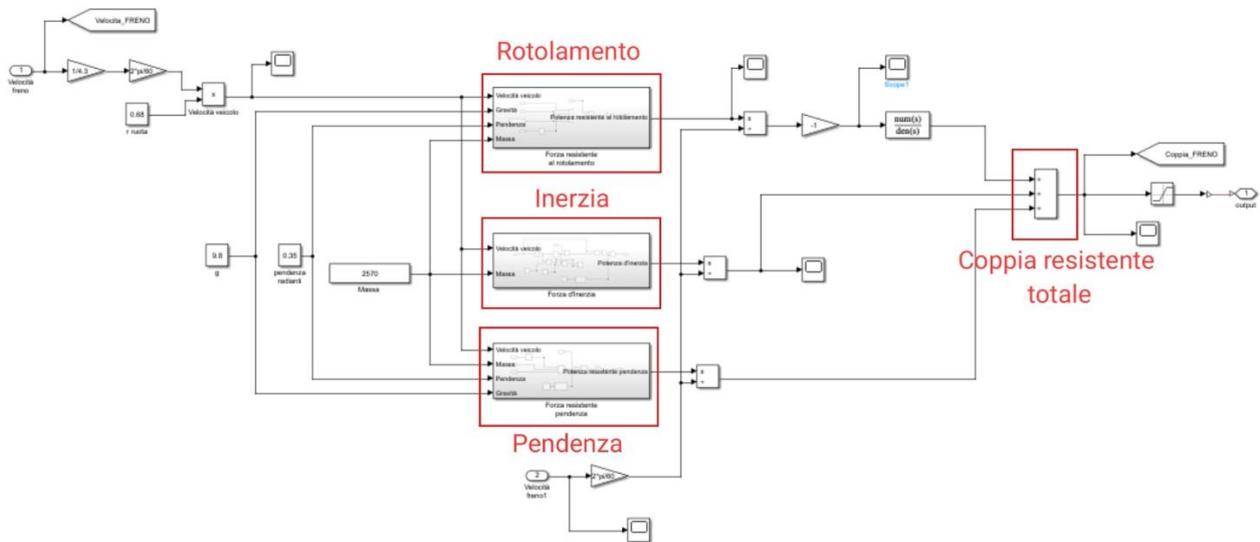


Figura 4.4: Schema a blocchi controllo freno

Per il calcolo delle coppie in gioco è necessario conoscere in primis la velocità del veicolo. Per calcolare tale parametro è sufficiente conoscere la velocità di rotazione del freno, il rapporto di trasmissione del differenziale ed il diametro della ruota. Ricavati i valori delle forze resistenti tramite le equazioni 4.2, 4.3 e 4.4 è stato possibile ottenere le potenze corrispondenti che, divise per la velocità di rotazione del freno stessa, hanno fornito i valori delle coppie ricercati per poi essere sommati. Il parametro in uscita dal sottosistema in esame definisce la coppia obiettivo che il freno deve applicare al sistema.

Controllo ICE

Descritto il controllo del freno, si è passati al definire i controlli dei sistemi propulsivi prestando attenzione all'efficientamento del powertrain.

A differenza di quanto fatto precedentemente, i motori collegati in parallelo necessitano di essere controllati in velocità.

Ciò consiste nel definire una velocità di rotazione obiettivo alla quale il motore deve portarsi e rimanere durante tutto l'arco della simulazione. Ovviamente, poiché l'ICE è collegato allo stesso albero dell'EM1, anche quest'ultimo dovrà avere la stessa velocità imposta.

Decisa la velocità ottimale, questa viene confrontata continuamente con la velocità effettiva del motore e, tramite un sistema PID, viene ricavato il segnale per aumentare o diminuire la coppia richiesta al motore.

Tale segnale va poi filtrato in quanto, come più volte ripetuto, anche il motore termico è riprodotto da un motore elettrico.

I due motori hanno un andamento della coppia al variare dei giri sensibilmente differente ed è stato, quindi, necessario riprodurre la caratteristica dell'ICE in modo tale da rendere la simulazione il quanto più possibile veritiera.

Per fare ciò è stata inserita la curva di coppia massima erogabile dal motore termico al variare del numero di giri tramite il blocco Lookup Table di Simulink.

Ulteriore differenza tra le due tipologie di motori consiste nell'impossibilità da parte del motore ad accensione per compressione di erogare coppie negative (resistenti), quindi è stato posto un blocco Saturation con lo scopo di limitare a zero la coppia minima erogabile.

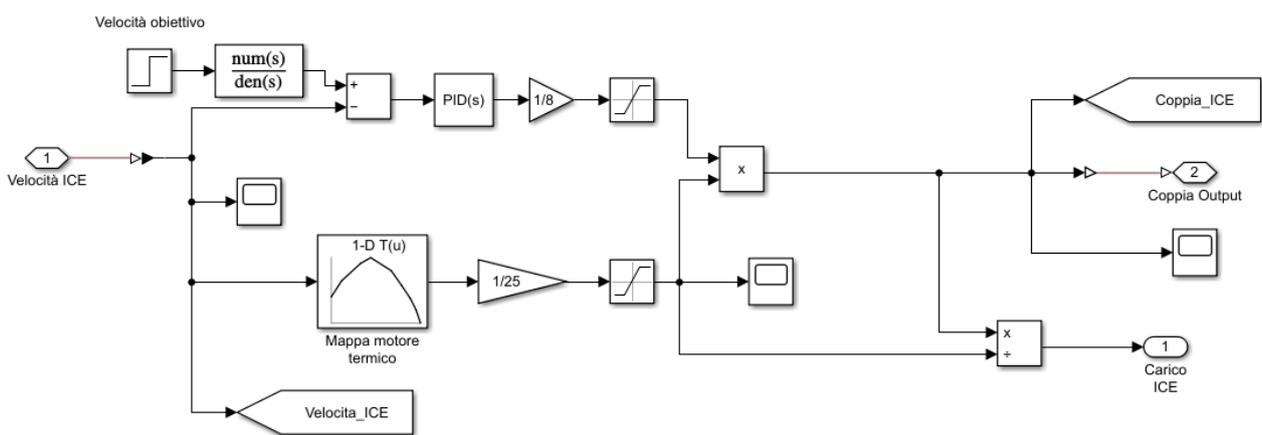


Figura 4.5: Controllo in velocità dell'ICE

Filtrato il segnale, esso corrisponde alla coppia che il motore deve erogare durante la simulazione e funge da input per il blocco corrispondente all'ICE.

In uscita è presente un ulteriore segnale, chiamato “Carico ICE”. Tale parametro servirà più avanti per definire il controllo dell’EM1.

Controllo EM1

La velocità di rotazione del primo motore elettrico deve necessariamente essere corrispondente a quella del primo motore analizzato, in quanto questi due sono collegati in parallelo.

L'EM1 ha il duplice compito di lavorare sia come motore sia come generatore di corrente, ciò che definisce il metodo di funzionamento è il valore indice "Carico ICE". Esso è calcolato come:

$$\frac{C_{ICE}}{C_{ICE\ max}} \quad (4.5)$$

È un valore compreso tra zero ed uno ed indica il fattore di carico del propulsore termico, ovvero la coppia erogata dal motore diviso la coppia massima che potrebbe essere fornita per quel dato punto di funzionamento.

Tale parametro entra dentro un blocco Lookup Table di Simulink per poter quindi definire il modo di funzionamento del motore. Il blocco assegna un valore in uscita anch'esso compreso tra zero ed uno che servirà a gestire il controllo dell'EM1 durante tutte le fasi. Per bassi carichi del motore termico (Carico ICE minore di 0,8) si avrà il funzionamento del motore elettrico come generatore, nell'altro caso, invece, fornirà anch'esso una coppia positiva per aumentare le prestazioni del veicolo.

A valle di tale parametro si hanno quindi i due diversi controlli: in velocità, per poter funzionare come motore propulsivo, e sulla corrente in uscita dalle batterie, nel caso di funzionamento come generatore.

Il primo metodo è molto simile a quello descritto nel paragrafo precedente: la velocità di rotazione impostata viene confrontata continuamente con quella effettiva del motore e, tramite un sistema PID, viene ricavato il segnale per aumentare o diminuire la coppia richiesta per soddisfare la missione di carico.

Per il funzionamento da generatore si fa riferimento alla corrente in uscita dalle batterie. Per la condizione ideale di ricircolo di potenza si deve ottenere che il fabbisogno di corrente dell'EM2 sia interamente soddisfatto dalla corrente generata ed immessa nel circuito dall'EM1. Difatti ciò implica che la corrente in uscita dalle batterie sia pari a zero. Questo valore indica l'obiettivo da raggiungere e viene confrontato istante per istante col valore rilevato per poi poter, tramite un ulteriore controllore PID, determinare la coppia negativa del generatore.

Anche in questo schema sono presenti dei blocchi Saturation in quanto devono limitare superiormente (a zero) la coppia erogabile durante la fase di generazione di corrente e inferiormente (sempre a zero) quando si ha il funzionamento come motore vero e proprio.

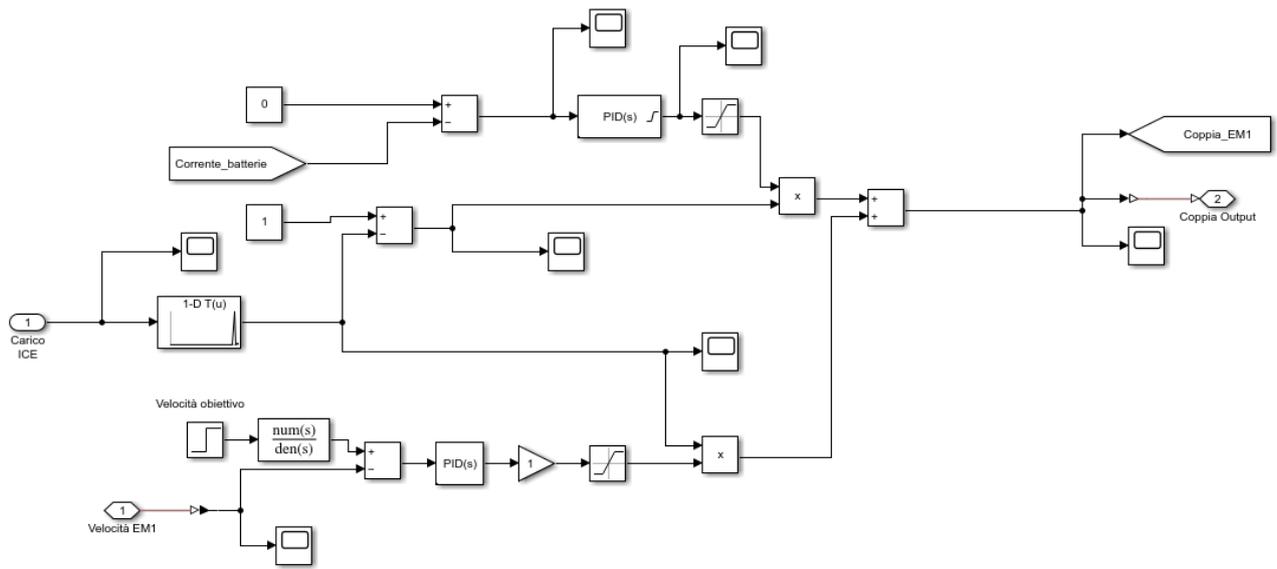


Figura 4.6: Controllo dell'EM1

Controllo EM2

Il secondo motore elettrico ha il compito di gestire il CVT per poter regolare la velocità delle ruote, a meno del rapporto di trasmissione del cambio a due velocità, e, quindi, del veicolo.

Ne consegue che il controllo in velocità deve essere attuato impostando la velocità che il motore deve avere istante per istante per poter ottenere la desiderata rotazione dell'albero in ingresso alle ruote.

La velocità da impostare, quindi, dai cinematismi del CVT azionato anche dai due motori in parallelo (ICE ed EM1).

È necessario definire le relazioni cinematiche tra i diversi componenti che verranno di seguito espresse.

Il CVT è costituito da un rotismo epicicloidale a due stadi e, utilizzando per due volte la formula di Willis, è possibile valutare la velocità angolare dell'EM2 richiesta.

Per il primo stadio si ha:

$$i_{SR} = \frac{\omega_S - \omega_C}{\omega_R - \omega_C} \quad (4.6)$$

In quanto l'anello esterno è bloccato ($\omega_R = 0$) si ottiene:

$$i_{SR} = \frac{z_S + z_R}{z_S} \quad (4.7)$$

e quindi:

$$\begin{aligned} \omega_{C1} &= \frac{\omega_{S1}}{i_{SC1}} = \frac{\omega_{EM2}}{1 + \frac{z_{R1}}{z_{S1}}} \\ &= \omega_{R2} \end{aligned} \quad (4.8)$$

Passando al secondo stadio, si ottiene:

$$\omega_{C2} = \frac{\omega_{S2} - i_{SR2} \cdot \omega_{R2}}{1 - i_{SR2}} \quad (4.9)$$

in quanto $\omega_{S2} = \omega_{ICE}$ si ricava:

$$\omega_{EM2} = \left[\omega_{C2} \cdot \left(1 + \frac{z_{R2}}{z_{S2}} \right) - \omega_{ICE} \right] \cdot \frac{z_{S2}}{z_{R2}} \cdot \left(1 + \frac{z_{R1}}{z_{S1}} \right) \quad (4.10)$$

I pedici utilizzati nella notazione indicano:

- S: solare
- C: carrier
- R: ring o anello esterno
- 1 e 2 rappresentano, rispettivamente, il primo ed il secondo stadio del CVT

Il termine ω_{C2} rappresenta la velocità dell'albero in uscita dal CVT e corrisponde alla velocità delle ruote moltiplicata per il rapporto di trasmissione del cambio a due velocità.

Di conseguenza questo è il parametro da noi imposto che definisce il controllo in velocità dell'EM2.

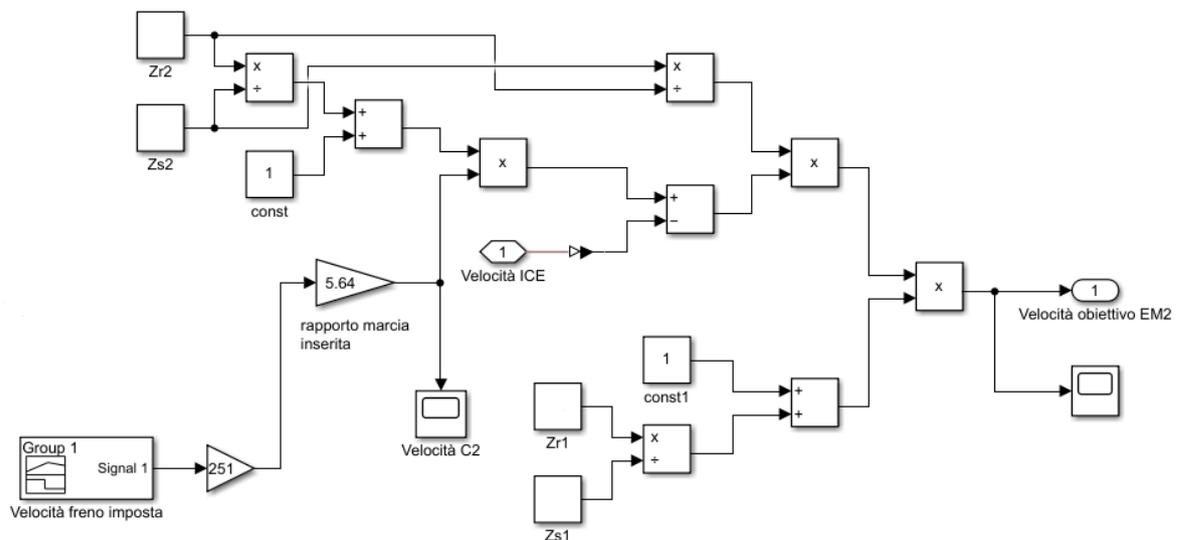


Figura 4.7: Calcolo velocità EM2

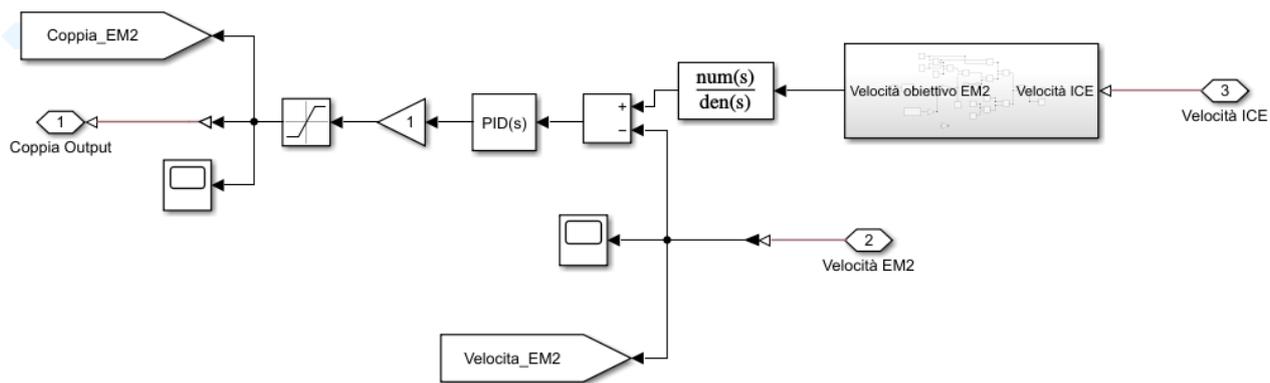


Figura 4.8: Controllo in velocità dell'EM2

Blocco batteria

I motori del banco prova sono tutti alimentati dalla stessa batteria dalle seguenti caratteristiche:

Tensione nominale (V)	80
Capacità (Ah)	25

Tabella 4.2: Parametri caratteristici batteria

Poiché il freno genera una coppia negativa, questo componente agisce da generatore e fornisce energia elettrica che verrà raccolta dalla batteria stessa.

Anche l'EM1 e l'EM2 in alcune condizioni forniscono energia elettrica all'impianto, l'ICE, invece, assorbe solo potenza (in quanto un motore termico non potrebbe mai erogare una coppia negativa durante il funzionamento).

In condizioni ideali e con rendimenti dei motori, della batteria e degli azionamenti (inverter non rappresentati nel modello a blocco) unitari si avrebbe la tensione della batteria ad un valore costante per tutta la durata della prova.

Ciò sarebbe dovuto dal ricircolo di energia elettrica in quanto il freno genererebbe la stessa quantità di corrente consumata dai motori, senza quindi intaccare la carica della batteria.

In quanto il modello Simulink deve essere il quanto più simile possibile al banco prova fisico, è stato necessario introdurre i rendimenti dei singoli motori e della batteria.

L'analisi dello stato di carica della batteria potrà fornire un riscontro sul rendimento stimato dell'intero sistema di simulazione.

Come già detto precedentemente, questo è ciò che si avrebbe nel banco prova assemblato. Nel modello Simulink, invece, sono state utilizzate due batterie differenti per evidenziare il funzionamento a ricircolo di potenza dei due motori elettrici.

I parametri caratteristici sono del tutto uguali a quelli della prima batterie (tabella 4.2). Per la costruzione del banco prova, al posto di utilizzare due batterie, si potrebbero tranquillamente installare dei misuratori di corrente sui motori EM1 ed EM2, evitando così l'ingombro e il costo di un ulteriore elemento.

Anche lo schema a blocchi è del tutto simile, unica differenza risiede nell'aver eliminato il blocco Solver (MATLAB impone che per ogni modello vi sia uno ed uno solo Solver).

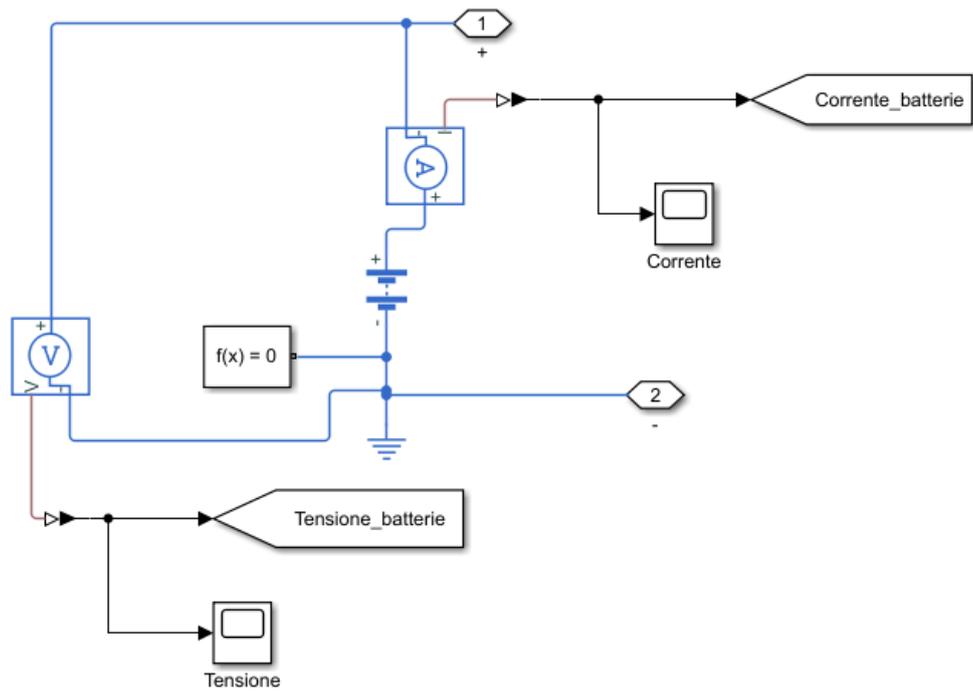


Figura 4.9: Schema a blocchi batteria

Capitolo 5

Simulazione ed analisi risultati

Completata la costruzione del modello virtuale si è potuto procedere con la simulazione di alcune missioni tipiche dei veicoli non stradali e, con più precisione, dei veicoli da lavoro agricoli per frutteto.

Nella seguente tabella sono riportate le prove di carico che si è potuto simulare con le specifiche del banco prova progettato.

	Rapporto	Rimorchio (kg)	Pendenza (%)
Prova 1	Lento	0	0
Prova 2	Lento	5000	0
Prova 3	Lento	10000	0
Prova 4	Veloce	0	0
Prova 5	Veloce	5000	0
Prova 6	Veloce	10000	0
Prova 7	Lento	0	37
Prova 8	Lento	5000	10
Prova 9	Lento	10000	5
Prova 10	Veloce	0	20
Prova 11	Veloce	5000	5
Prova 12	Veloce	10000	3

Tabella 5.1: Elenco prove simulate

Come si potrà notare dai grafici inseriti più avanti, nel caso del rapporto lento la pendenza massima simulabile è limitata dalla coppia massima resistente che il freno può esercitare. Difatti, analizzando le coppie dei singoli motori propulsivi si nota come questi ultimi potrebbero erogare facilmente una potenza maggiore che si tradurrebbe, nella pratica, nel poter affrontare idealmente delle pendenze maggiori o la stessa pendenza ma con un'accelerazione più spinta.

Al variare del peso, quindi dell'aggiunta di un rimorchio, varia anche il valore del coefficiente di rotolamento u_r e, di conseguenza, anche il valore della forza resistente all'avanzamento calcolata tramite l'equazione 4.2.

La variazione di questo coefficiente è dovuta all'utilizzo di pneumatici differenti per il rimorchio, i quali offrono una minor resistenza in quanto più simili agli pneumatici stradali delle vetture.

	NO rimorchio	Rimorchio 5000 kg	Rimorchio 10000 kg
u_r	0,02	0,0134	0,0122

Tabella 5.2: Valori coefficiente u_r al variare del rimorchio

Prove 1, 2 e 3: regime lento e strada piana

Le prime tre prove simulano un'accelerazione da 0 a 15 km/h in piano con tre condizioni di carico differenti.

I risultati ottenuti sono raffigurati nei seguenti grafici ma, per un più chiaro confronto, si è preferito riportare i valori più importanti nella tabella 5.3.

	t_{0-15} [s]	A_{MAX} [A]	A_{regime} [A]	P_{MAX} batteria [W]	P_{regime} [W]	η
Prova 1	1,5	5,6	0,04	444	3,5	0.91
Prova 2	4	5,5	0,1	435	7	0.90
Prova 3	7	4,7	0,2	375	14	0.89

Tabella 5.3: Risultati prima simulazione

Il rendimento dell'intero banco prova indicato nell'ultima colonna rappresenta il peso delle varie perdite all'interno del sistema che causano un maggior consumo di elettricità rispetto a quella prodotta dal freno e dagli altri generatori.

Ne consegue che la batteria deve sopperire a tale deficit a discapito della sua carica.

Per calcolare l'efficienza è stata utilizzata la seguente equazione:

$$\eta = \frac{P_{generata} - P_{regime}}{P_{freno}} \quad (5.1)$$

Dove:

- $P_{generata}$ è la potenza a regime del freno e dagli altri motori
- P_{regime} è la potenza a regime erogata dalla batteria (tabella 5.3)

Le potenze utilizzate sono quelle di regime, sia per il freno sia per la batteria, in quanto è utile studiare il consumo effettivo del banco durante una prova continuativa che potrebbe rappresentare una missione reale di utilizzo.

Come spiegato nel paragrafo relativo al controllo del freno, la dinamica longitudinale stabilisce quale sia la forza resistente all'avanzamento dalla quale si ricava la coppia resistente applicata dal freno.

Si nota come le due curve (figura 5.1) che fanno riferimento alle diverse configurazioni di carico del rimorchio siano pressoché sovrapposte in quanto la differenza di massa è compensata da un'accelerazione meno brusca.

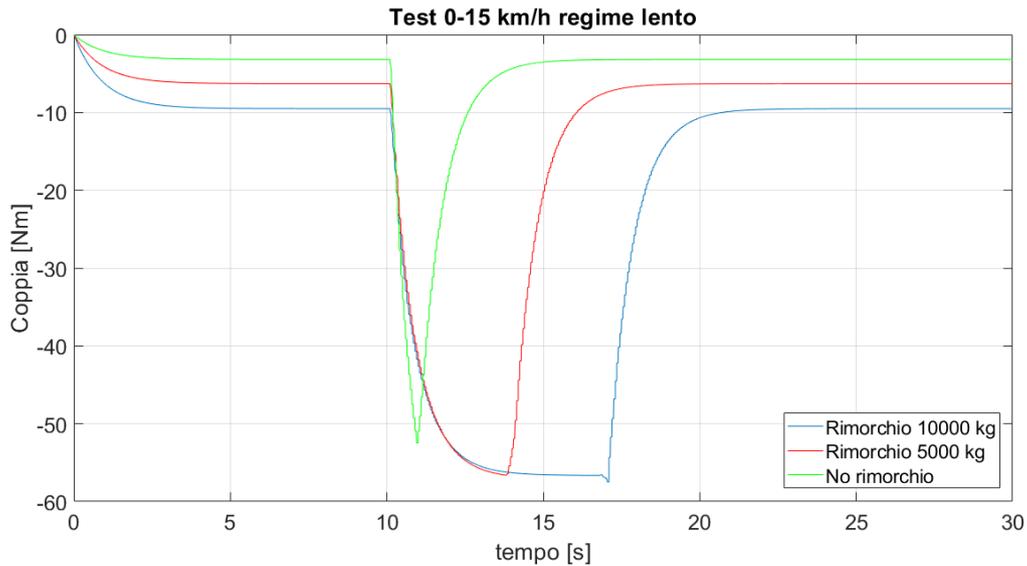


Figura 5.1: Andamento coppie resistenti

Osservando il grafico riportato nella figura 5.2.A, si potrebbe notare una discordanza tra i valori ripostati nella tabella e quelli ricavabili dalla curva.

Tuttavia, per questa tabella e per quelle successive relative agli altri test, si fa riferimento al tempo impiegato per raggiungere il 90% della velocità obiettivo impostata.

Questo poiché è stato implementato un controllo PID che ha il compito di smorzare la repentina decelerazione quando il veicolo è in procinto della velocità richiesta.

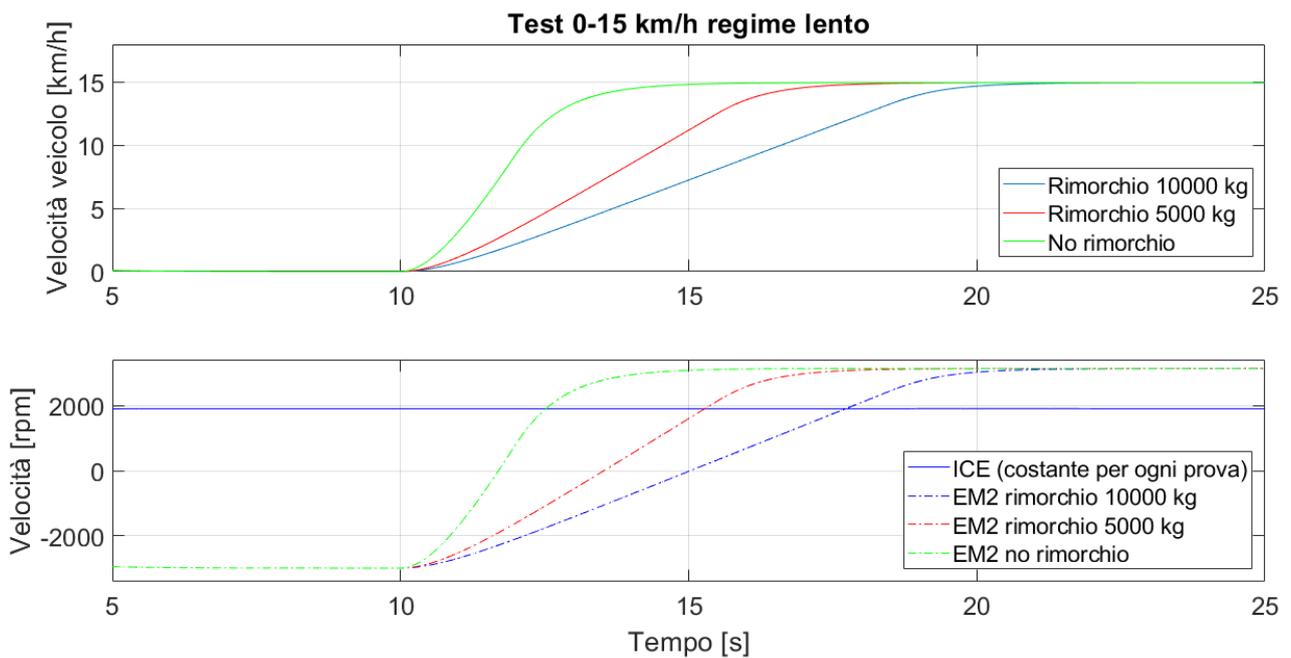


Figura 5.2: Andamento delle velocità

L'andamento delle curve nei primi 5 secondi della simulazione sono rappresentativi della fase di avviamento del banco prova: l'ICE, insieme all'EM1, deve portarsi alla velocità ottimale di regime di 1900 rpm e, quindi, mette in moto l'assieme ma, contemporaneamente, interviene l'EM2 che ha come obiettivo, nei primi 10 secondi della simulazione, quello di portare a zero la velocità dell'albero del freno prima che la simulazione abbia inizio.

Per tale motivo il grafico inizia non a zero, bensì a cinque secondi.

Il seguente grafico mostra l'andamento delle velocità dei motori (ICE ed EM1 hanno sempre la stessa velocità, quindi è riportato solo l'andamento del primo).

A riprova di quanto detto poc'anzi, per far sì che sia soddisfatta la condizione imposta, l'EM2 ha, in un primo momento, una velocità di rotazione negativa in quanto imposta dall'equazione 4.10, per poi aumentare sino al raggiungimento del valore necessario richiesto dalla simulazione.

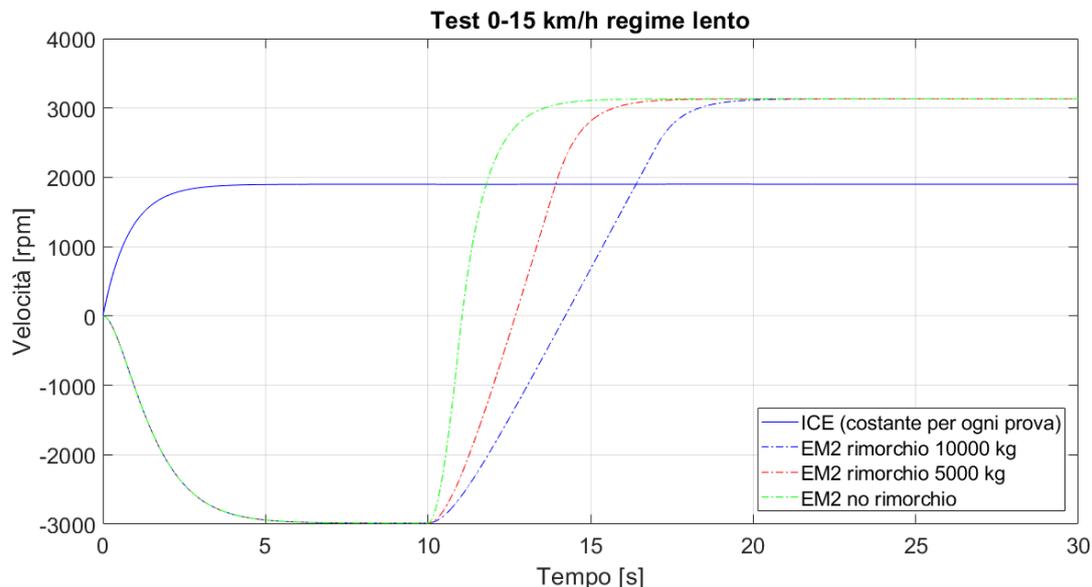


Figura 5.3: Andamento delle velocità dei motori

È interessante analizzare le potenze dei due motori elettrici: si nota come l'EM2 in un primo momento abbia una potenza negativa (funzionamento da generatore). Ciò è dovuto al fatto che nella prima fase della simulazione il motore gira con velocità negativa per poter regolare la velocità del veicolo in quanto il motore termico ha una velocità di funzionamento fissa.

Dato l'esiguo carico dell'ICE, durante la fase di accelerazione il motore EM1 non interviene fornendo una coppia positiva. Tuttavia, una volta raggiunta la velocità desiderata e diminuita la forza resistente applicata sul veicolo, il componente inizia a lavorare come generatore, imponendo una coppia negativa tale da produrre una corrente uguale (ma di segno opposto) a quella richiesta dall'EM2.

La modalità di charge depleting viene inserita esclusivamente dopo che il veicolo ha raggiunto la velocità obbiettivo per evitare di inficiare sulle prestazioni del trattore e poter, quindi, garantire un'accelerazione ottimale.

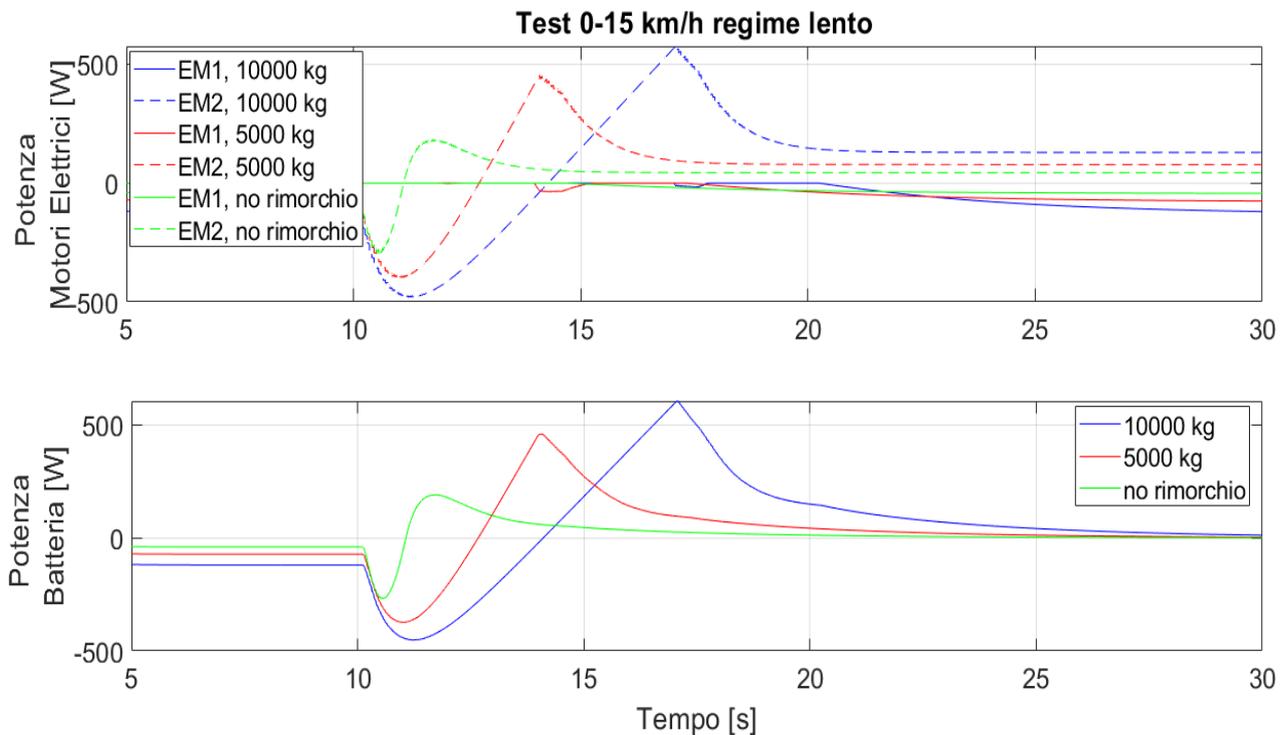


Figura 5.4: Ricircolo di potenza

In basso si può osservare la potenza della batteria.

Nella prima fase delle accelerazioni si ha una ricarica della batteria dovuta dall'EM2 che fornisce potenza, in seguito, invece, il motore assorbe corrente per regolare la velocità e mantenerla costante.

L'andamento della curva verso il valore dello zero è dovuto dall'EM1 che entra in funzione

Prove 4, 5 e 6: regime veloce e strada piana

Anche la seconda serie di prove simula un'accelerazione su strada piana con diverse condizioni di carico ma in seconda marcia, ovvero il regime veloce che garantisce una velocità massima di 40 km/h.

Come già fatto per il primo test, i risultati ottenuti sono riportati nella tabella.

	t_{0-40} [s]	A_{MAX} [A]	A_{regime} [A]	P_{MAX} batteria [W]	P_{regime} [W]	η
Prova 4	5,5	4,8	0,07	337	6	0.93
Prova 5	15	5,1	0,2	405	14	0.92
Prova 6	27	5,3	0,4	416	28	0.91

Tabella 5.4: Risultati seconda simulazione

In quanto l'accelerazione viene effettuata senza un cambio marcia i tempi necessari per raggiungere la velocità imposta aumentano considerevolmente.

Ciò è dovuto in quanto i vari motori devono erogare una coppia maggiore che, però, non può superare il valore massimo che il motore può garantire.

Le curve risultano meno pendenti ed anche l'intervento del controllo PID è meno marcato in quanto non si hanno gli stessi valori di accelerazione propri del regime lento.

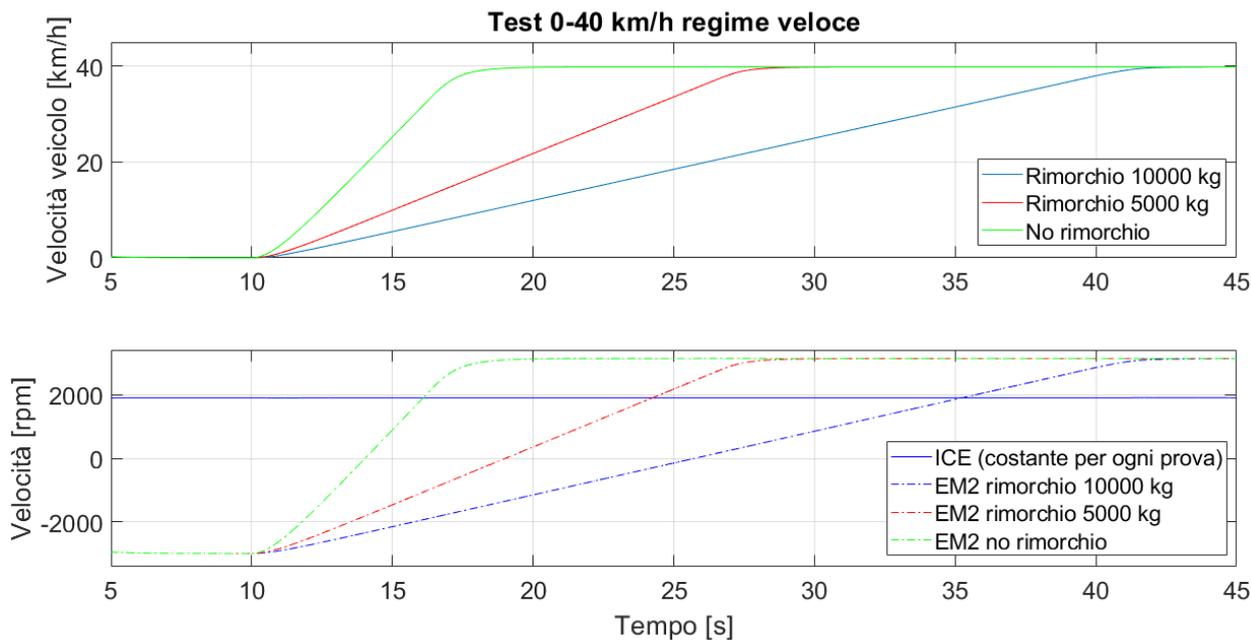


Figura 5.5: Andamento delle velocità

Anche le differenti velocità del secondo motore elettrico EM2 aumenteranno meno velocemente rispetto al regime lento.

La velocità dell'ICE e dell'EM1 è, invece, sempre la stessa in quanto parametro imposto per la simulazione.

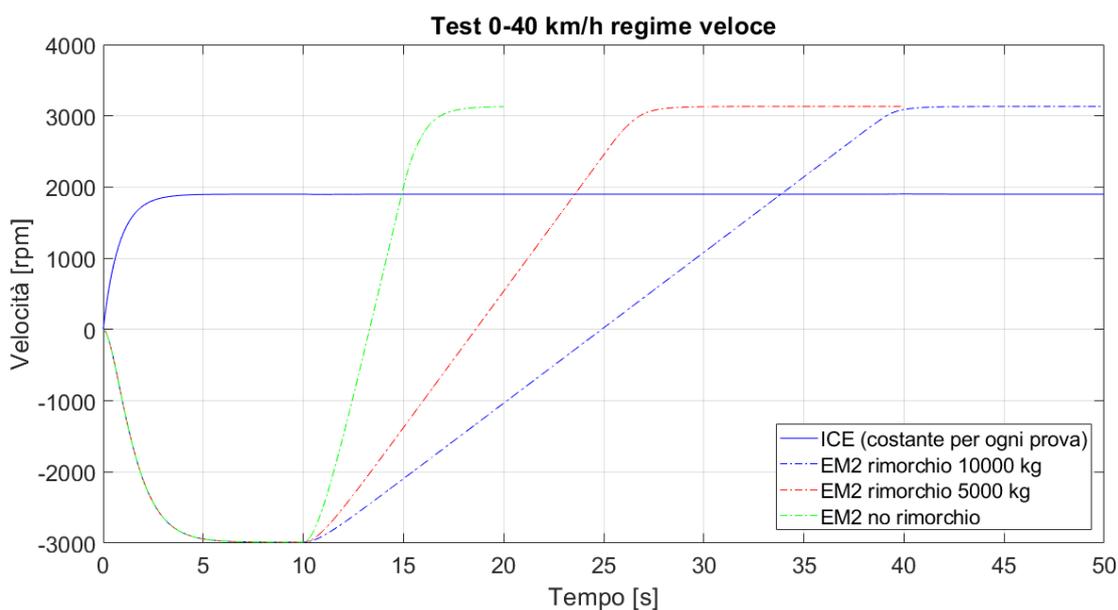


Figura 5.6: Andamento delle velocità dei motori

Nel caso in questione la coppia resistente applicata dal freno rispecchia le reali forze resistenti e, da come si evince dal grafico sottostante, variano in funzione del carico che agisce direttamente sul valore della forza di inerzia (equazione 4.4) e sulla forza resistente al rotolamento (equazione 4.2).

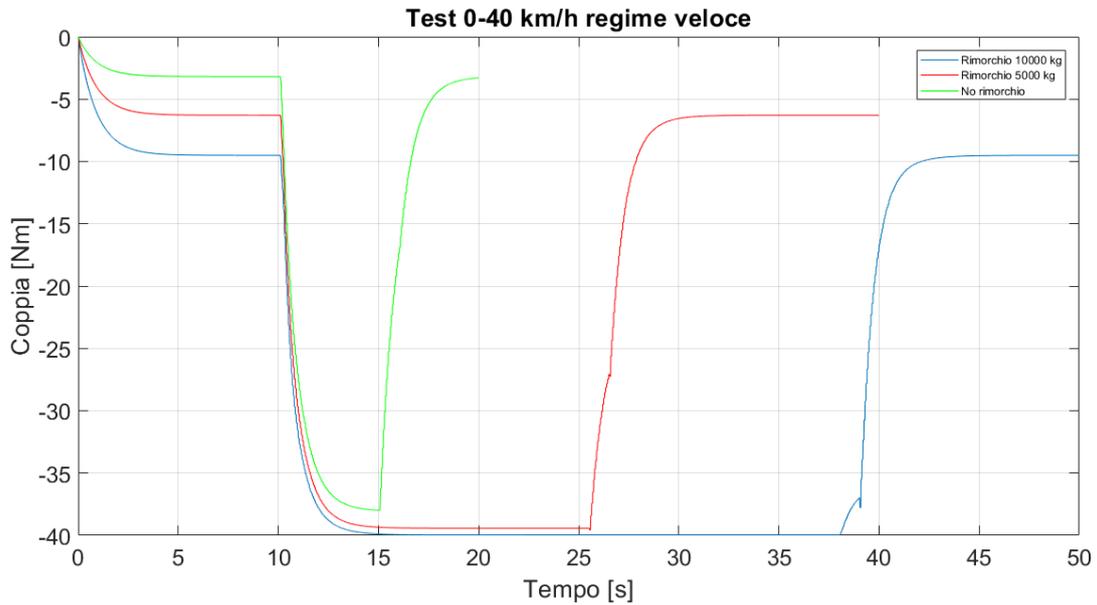


Figura 5.7: Andamento coppie resistenti

Poiché il valore di accelerazione del veicolo varia in funzione del carico, la resistenza al rotolamento è il contributo che incide maggiormente sul profilo differente delle tre curve.

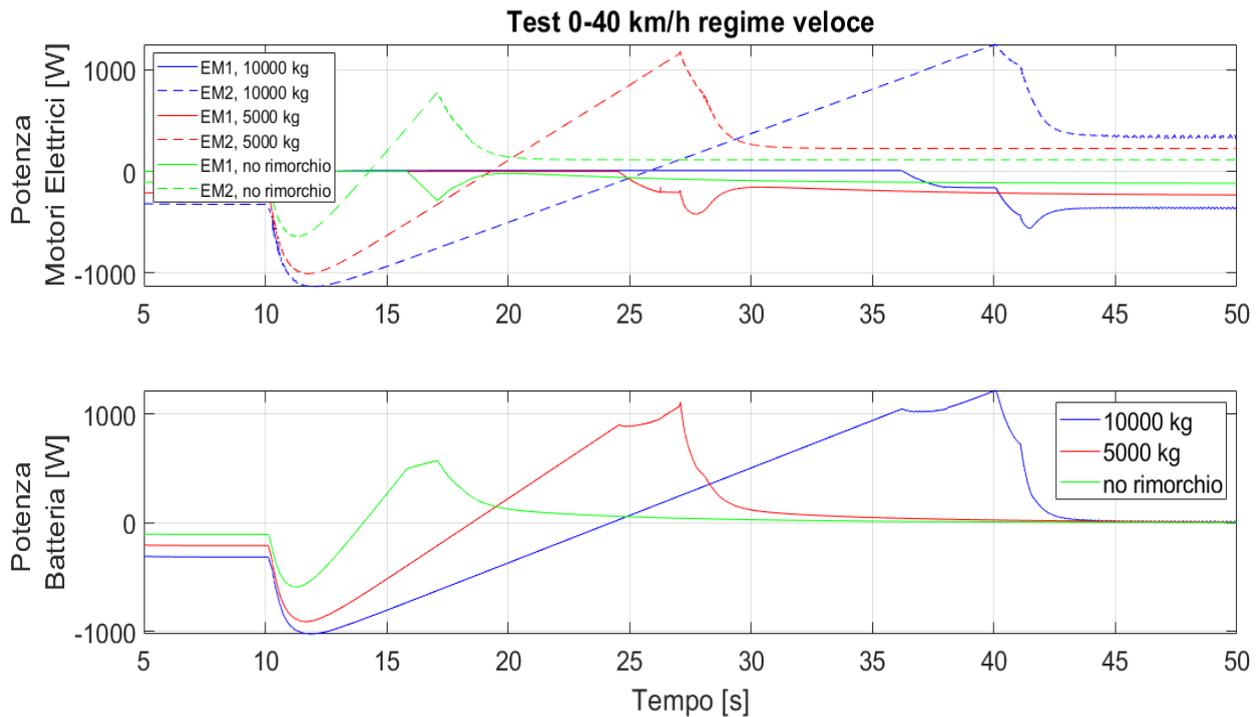


Figura 5.8: Ricircolo di potenza

Anche in questo caso si raggiunge il perfetto ricircolo di potenza non appena il veicolo raggiunge i 40 km/h.

La differenza più evidente tra gli andamenti delle curve dell'EM2, e, quindi, della potenza delle batterie, è come per raggiungere il ricircolo di potenza sia necessario un maggior lasso di tempo al diminuire del carico.

Si può giustificare tale variazione in quanto il controllo PID agisce in maniera differente per evitare di ottenere delle brusche variazioni di coppia che potrebbero essere avvertite dal guidatore.

Prove 7, 8 e 9: regime lento e strada in pendenza

La terza serie di test comprende le prove di accelerazioni in regime lento ma, stavolta, in pendenza.

Quest'ultima varia in funzione del carico del rimorchio stesso in quanto, così come per la prima simulazione, il profilo missione è fortemente influenzato dalla coppia limite di 60 Nm che il freno può applicare.

	T_{0-15} [s]	A_{MAX} [A]	A_{regime} [A]	P_{MAX} batteria [W]	P_{regime} [W]	η
Prova 7	27	6	5,6	480	444	0.67
Prova 8	33	5,8	4,8	458	378	0.69
Prova 9	47	5,8	4,7	460	368	0.70

Tabella 5.5: Risultati terza simulazione

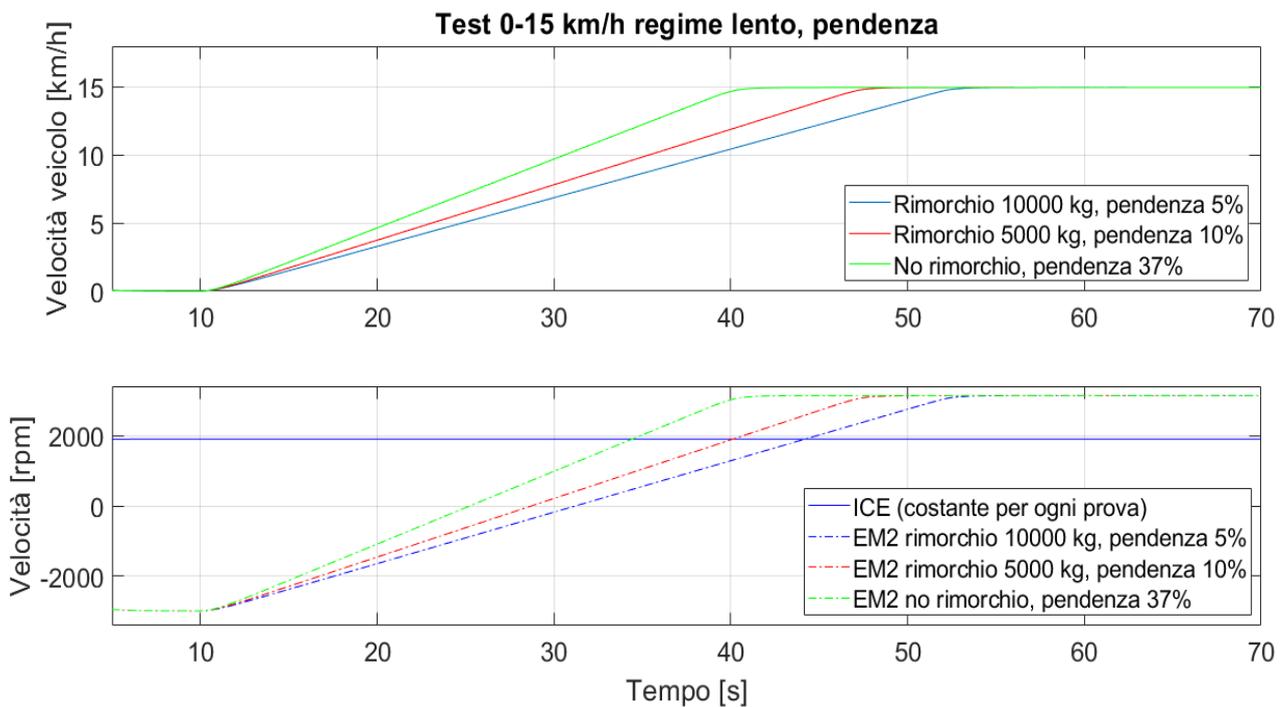


Figura 5.9: Andamento delle velocità

Di fatti, si osserva dal seguente grafico come in tutte e tre le configurazioni la coppia erogata dal freno è limitata inferiormente (il segno meno è dovuto al fatto che si sta applicando una coppia resistente e non motrice).

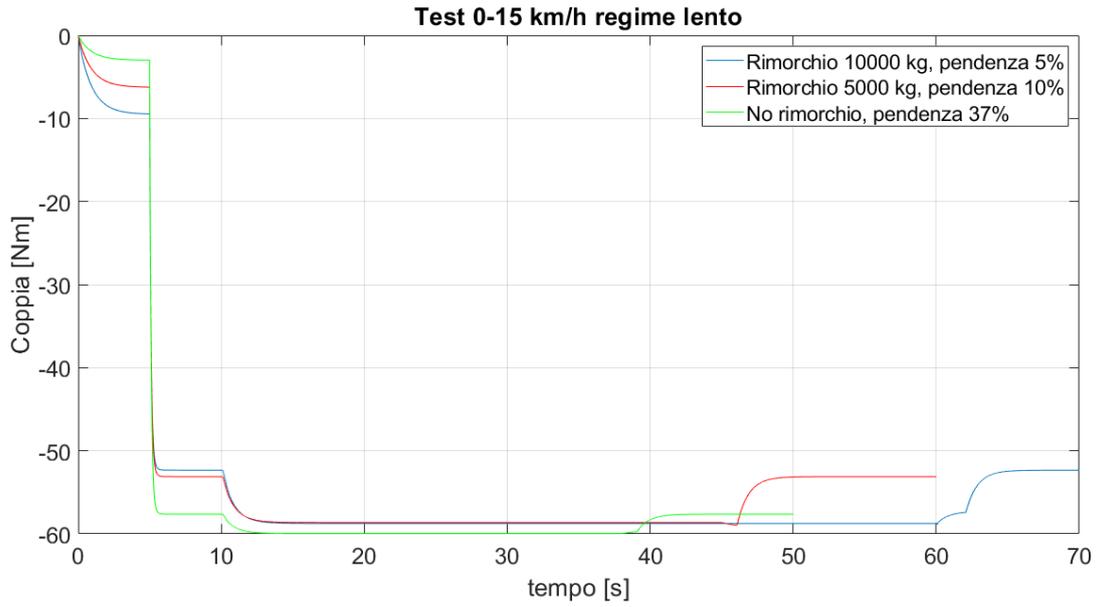


Figura 5.10: Coppie resistenti

Ma, analizzando l'andamento delle coppie dei motori si nota come, idealmente, la pendenza massima superabile possa essere maggiore di quella simulata. Risulta, quindi, essere un limite del freno, e non del powertrain.

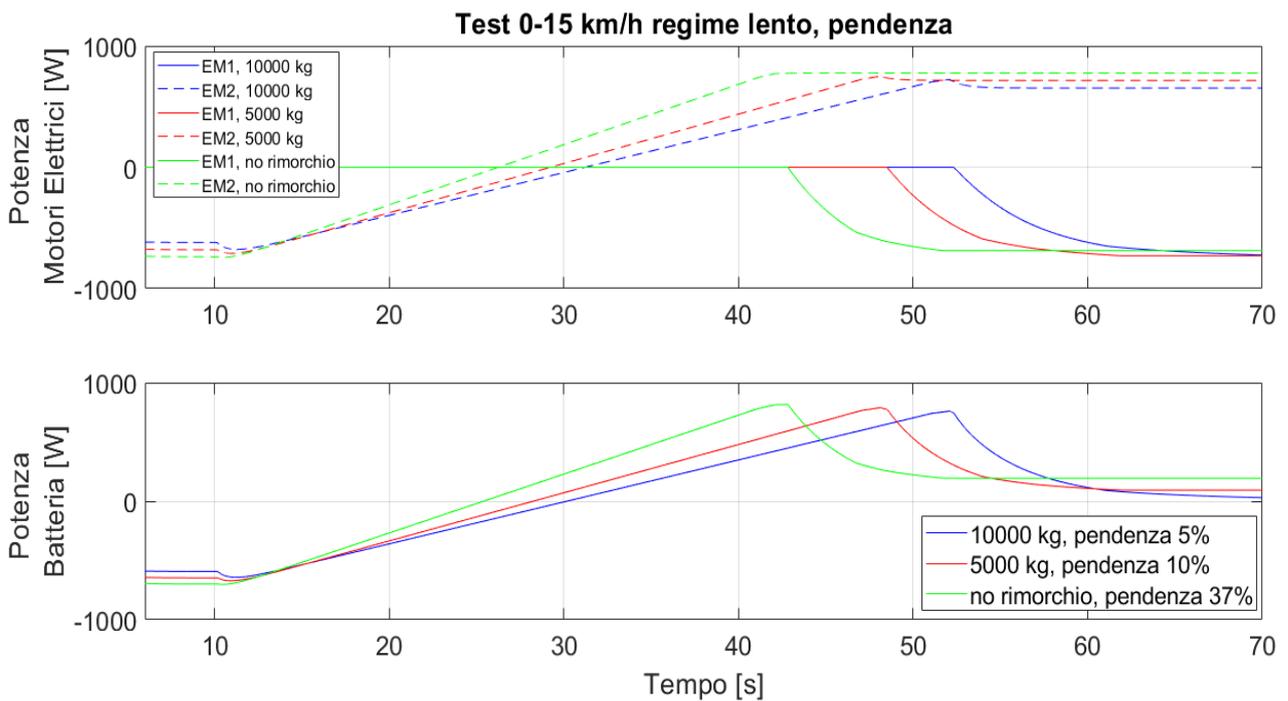


Figura 5.11: Ricircolo di potenza

A causa di questa coppia resistente molto elevata, anche l'assorbimento di corrente da parte dell'EM2 rimane molto elevato a discapito della batteria in quanto, nonostante l'EM1 lavori come generatore, la corrente immessa nel circuito non basta ad alimentare il primo motore.

A differenza dei primi due test, nel caso in cui viene simulata la coppia resistente data dalla pendenza, i motori propulsivi richiedono una maggior potenza per poter portare il veicolo alla velocità richiesta che non può essere soddisfatta solo dall'EM1 e, di conseguenza, anche quando si è giunti a regime, la batteria continua ad erogare una maggior potenza.

Quanto detto sopra è vero per le prime due simulazioni, ovvero quelle con pendenza del 37% e del 10%, in quanto estremamente energivore. Tuttavia, la potenza erogata dalla batteria è molto bassa, il che evidenzia come tale strategia sia comunque vantaggiosa al fine di mantenere ad un livello di carica elevato la batteria per un frangente di tempo maggiore.

Prova 10, 11 e 12: regime veloce e strada in pendenza

L'ultimo test è effettuato nelle condizioni di carico e di pendenza più gravose in assoluto. Ci si aspetta quindi, come del resto è confermato dai dati riportati in tabella, un'accelerazione estremamente lenta dovuta dalla limitata potenza del secondo motore elettrico.

Le pendenze stesse, oltre alle accelerazioni, sono meno spinte di quelle utilizzate nel test precedente per via del rapporto veloce che non offre più lo stesso rapporto di trasmissione.

	T_{0-40} [s]	A_{MAX} [A]	A_{regime} [A]	P_{MAX} batteria [W]	P_{regime} [W]	η
Prova 10	37	5	4	401	318	0,85
Prova 11	75	5,3	3,8	420	301	0,84
Prova 12	103	5,2	3,5	411	273	0,83

Tabella 5.6: Risultati terza simulazione

I tempi di simulazione sono, come prevedibile, molto più lunghi e le pendenze massime sono meno accentuate, soprattutto per l'ultimo caso (rimorchio da 10000 kg).

Si è preferito ridurre i valori di accelerazione pur di poter riprodurre una pendenza maggiore, anche se, in casi simili, sarebbe ideale partire con una marcia ridotta per effettuare solo dopo raggiunta la velocità di 15 km/h il passaggio alla marcia veloce.

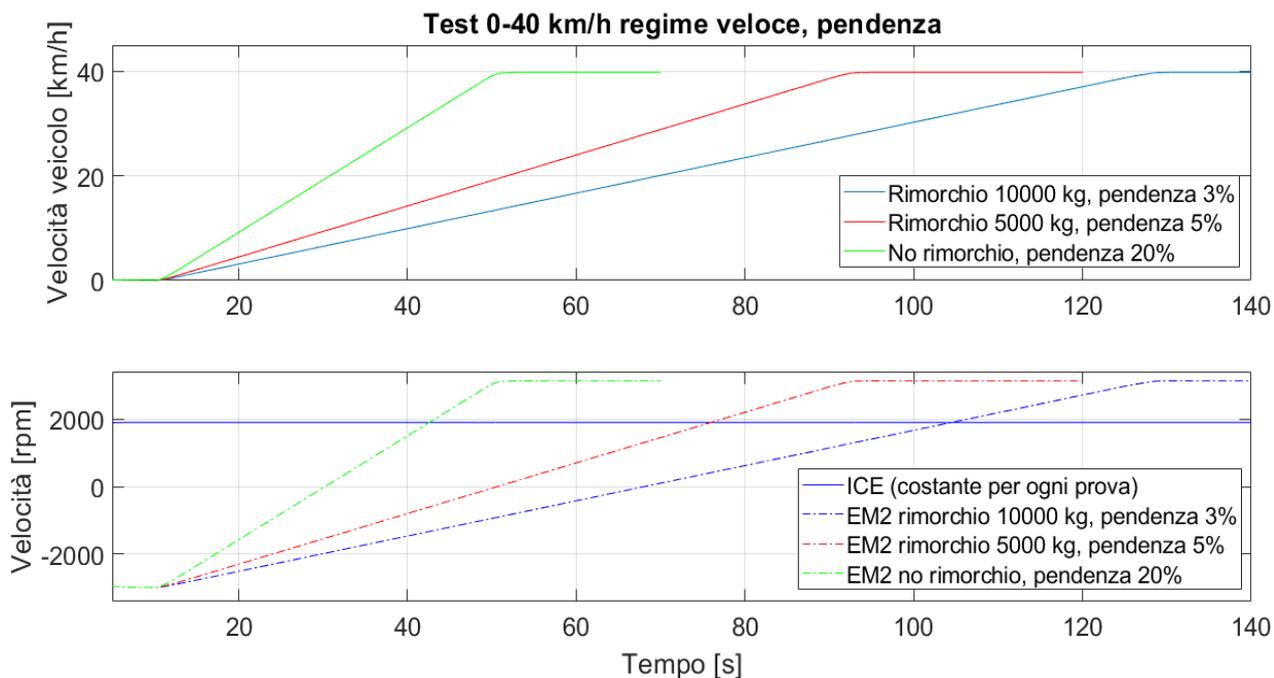


Figura 5.12: Andamento delle velocità del freno

La coppia resistente massima è di circa 40 Nm per tutte le configurazioni di carico che viene mantenuta per più o meno tempo in base al profilo di accelerazione. Il valore di regime è leggermente più basso e dettato, come per il test con la ridotta, quasi principalmente dalla pendenza.

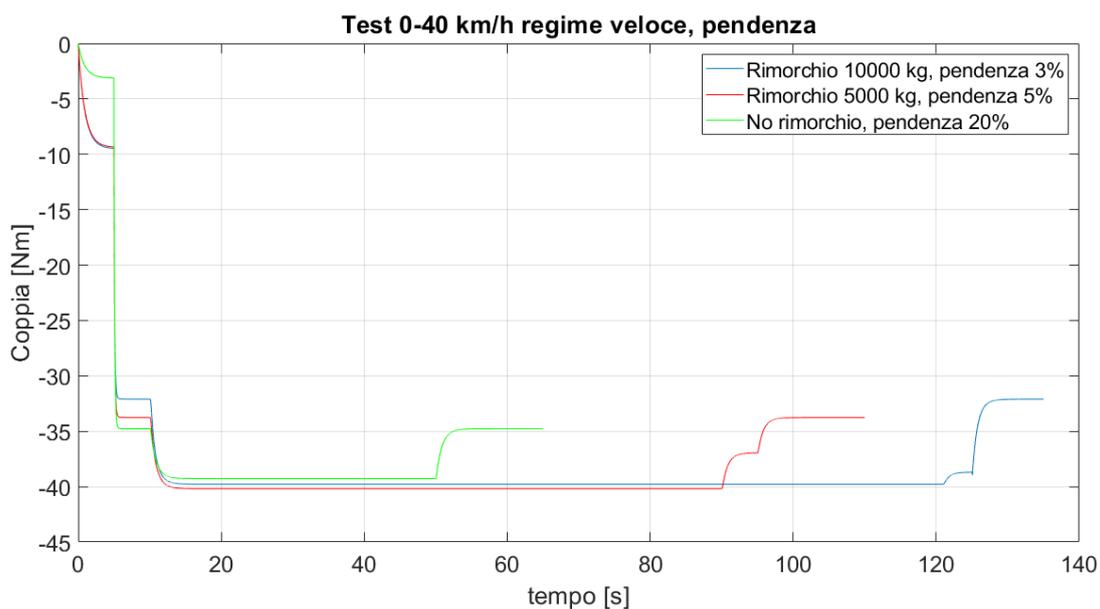


Figura 5.13: Coppie resistenti

Il motore elettrico che limita la coppia resistente massima simulabile è sempre l'EM2: in tutte e tre le simulazioni fornisce all'incirca 4,4 Nm, ovvero il valore massimo dato dai parametri progettuali.

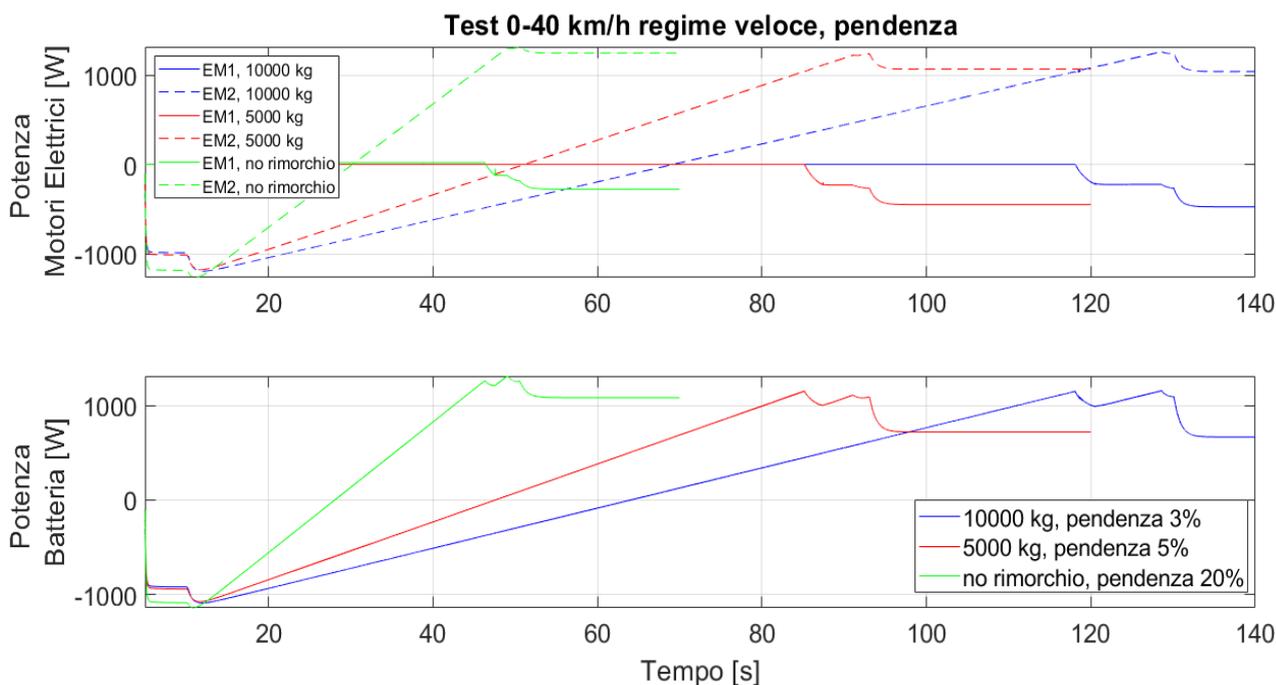


Figura 5.14: Ricircolo di potenza

Anche in questo caso, la potenza assorbita dal sistema propulsivo, ICE ed EM2, è piuttosto elevata, anche se leggermente meno del caso precedente.

In quanto il carico dell'ICE è maggiore dei 0,8, l'EM1 è limitato e non può generare tutta la potenza richiesta dalla seconda macchina elettrica.

Come nei casi precedenti, anche qui la batteria deve fornire una potenza elevata e non è possibile raggiungere il ricircolo di potenza con queste condizioni di carico. Il motore termico, in tali condizioni, lavora già in punti della mappa motore a rendimento elevato, aumentare la coppia resistente dell'EM1 porterebbe ad una richiesta di maggior coppia dell'ICE e, conseguenzialmente, a lavora in punti con rendimento inferiore causando un aumento dei consumi di carburante, nonostante l'effetto desiderato sia l'opposto.

Durante le fasi di accelerazioni lo stesso componente funge da motore, erogando una coppia positiva ed assorbendo corrente dalle batterie.

Conclusioni

il compito del lavoro svolto ed appena concluso era di simulare ed analizzare il rendimento del banco prova in scala 1:25 progettato nelle diverse condizioni di carico.

Nella seguente tabella sono stati raccolti i rendimenti inseriti nelle tabelle del capitolo precedente per una più facile visualizzazione.

	Rapporto	Rimorchio (kg)	Pendenza (%)	η
Prova 1	Lento	0	0	0.91
Prova 2	Lento	5000	0	0.90
Prova 3	Lento	10000	0	0.89
Prova 4	Veloce	0	0	0.93
Prova 5	Veloce	5000	0	0.92
Prova 6	Veloce	10000	0	0.91
Prova 7	Lento	0	37	0.67
Prova 8	Lento	5000	10	0.69
Prova 9	Lento	10000	5	0.70
Prova 10	Veloce	0	20	0,85
Prova 11	Veloce	5000	5	0,84
Prova 12	Veloce	10000	3	0,83

Tabella 6.1: Rendimenti generali di ogni prova

Si nota subito come per i primi due test le efficienze calcolate siano molto elevate. Ciò è dovuto alle basse potenze a regime dovute in quanto le forze resistenti agenti sul veicolo ed emulate dal freno che consentono un ricircolo di potenza estremamente efficace. La differenza tra l'energia elettrica richiesta e quella generata dal freno è minima e riesce a garantire un funzionamento prolungato del banco prima di dover ricaricare nuovamente la batteria tramite la rete elettrica.

In queste condizioni di carico la batteria fornisce una maggior quantità di corrente solo durante la fase di accelerazione e, quindi, per lo spunto dei motori.

Nel caso delle simulazioni che richiedono una forza resistente più elevata, propria delle prove con strada in pendenza (test 3 e 4), la corrente immessa nel circuito dal freno non è assolutamente sufficiente ad alimentare i motori e la batteria deve sopperire alla grande differenza di corrente tra quella assorbita e quella prodotta non solo durante le fasi di accelerazione (momenti più energivori dati dalle coppie richieste estremamente elevate) ma anche durante il proseguo della missione a velocità costante.

Conseguenzialmente la durata di queste prove dipende dalla capacità della batteria stessa che, però, riuscirebbe comunque ad alimentare il banco per diverse ore.

Molto interessante è analizzare la differenza di rendimento tra il regime lento e quello veloce nei due casi di strada piana o in pendenza.

Sia nelle simulazioni in piano sia in quelle in pendenza, il rendimento del banco prova delle tre configurazioni di carico effettuate col rapporto veloce è sempre maggiore dello stesso con l'innesto del rapporto ridotto.

Per comprendere tale andamento bisogna far riferimento ai grafici riportati nel capitolo 5.

Il regime veloce non comporta delle variazioni di velocità ai motori propulsivi (gli unici che assorbono corrente), si ha però un aumento della coppia motrice di ogni motore. Di conseguenza la potenza meccanica risulterà maggiore del regime lento, così come la potenza elettrica assorbita.

Lato freno, a valle del riduttore a due velocità, si ha invece una velocità di rotazione di molto superiore rispetto all'alto caso (668 rpm al fronte dei 251 rpm del regime lento), la coppia resistente, al contrario, diminuisce ma in maniera ridotta (40 Nm al fronte dei 60 Nm precedenti).

Ne consegue che il freno, nel regime veloce, ha una maggior potenza in quanto l'aumento della velocità è preponderante rispetto alla riduzione di coppia e può immettere nel circuito elettrico una quantità maggiore di corrente capace sia di sopperire al minimo aumento di potenza del sistema propulsivo sia di ridurre di una quota parte la corrente assorbita dalla batteria.

Non appena il banco prova verrà assemblato sarà estremamente interessante comprendere quanto il rendimento stimato possa essere simile a quello rilevato sperimentalmente.

Per quanto concerne il ricircolo di potenza, si è potuto osservare come sia possibile ottenerlo nelle condizioni di carico meno gravose, ovvero in assenza di pendenza.

Nel caso in cui, invece, si ha un aumento della potenza resistente data dalle condizioni di carico e dal profilo della missione, si ottiene sempre un effetto benefico, ma la corrente generata non è in grado di garantire il fabbisogno di potenza richiesto per regolare la velocità.

Quanto detto sopra è ciò che accade comunemente in tutti i veicoli ibridi con architettura parallela: la fase di ricarica delle batterie avviene solo quando è possibile avere un surplus di potenza data dal motore termico o dalla frenata rigenerativa. Nel caso in cui fosse richiesta un'accelerazione o di superare una strada in salita, viene invece richiesto al motore elettrico di fornire una coppia positiva a discapito della carica delle batterie.

È utile notare come, a basse velocità (minori di 7,5 km/h per la marcia ridotta e 20 km/h per il rapporto veloce), l'EM2 funge da generatore, ricaricando le batterie. Ciò è possibile in quanto l'altro motore elettrico non assorbe potenza.

Riferimenti e bibliografia

Capitolo 1

- [1.1] E. Spessa, *Controllo delle emissioni di inquinanti: slides Formazione NO_x*, 2021
- [1.2] E. Spessa, *Controllo delle emissioni di inquinanti: slides Formazione CO*, 2021
- [1.3] E. Spessa, *Controllo delle emissioni di inquinanti: slides Formazione HC*, 2021
- [1.4] E. Spessa, *Controllo delle emissioni di inquinanti: slides Formazione PM*, 2021
- [1.5] F. Millo, *Propulsori termici: slides Introduzione, classificazione e parametri caratteristici*, 2021
- [1.6] World Health Organization, *WHO global air quality guidelines: particulate matter (PM_{2.5} and PM₁₀), ozone, nitrogen dioxide, sulfur dioxide and carbon monoxide*, 2021
- [1.7] E. Spessa, *Controllo delle emissioni di inquinanti: slides Legislative framework, HD vehicles and Busses, Non-Road Engines*, 2021
- [1.8] Parlamento Europeo: *REGOLAMENTO (UE) 2016/1628 DEL PARLAMENTO EUROPEO E DEL CONSIGLIO*, 2016
- [1.9] E. Spessa, *Controllo delle emissioni di inquinanti: slides Trattamento delle emissioni allo scarico dei motori CI: DOC e DPF*, 2021
- [1.10] E. Spessa, *Controllo delle emissioni di inquinanti: slides Trattamento delle emissioni allo scarico dei motori CI: catalizzatori riducenti per NO_x*, 2021
- [1.11] F. Millo, *Propulsori termici: slides Motori diesel: aftertreatment*, 2021
- [1.12] F. Millo, *Propulsori termici: slides La sovralimentazione: complementi*, 2021
- [1.13] A. Somà, *Trends and Hybridization Factor for Heavy-Duty Working Vehicles*, 2017

Capitolo 2

- [2.1] E. Spessa, *Controllo delle emissioni di inquinanti: slides Hybrid Electric Vehicles*, 2021
- [2.2] A. Somà, *Trends and Hybridization Factor for Heavy-Duty Working Vehicles*, 2017
- [2.3] Y. Kanezawa, Y. Daisho, T. Kawaguchi, *Increasing efficiency of construction machine by hybrid system*, JSAE (Society of Automotive Engineers of Japan) Annual Congress, 2001
- [2.4] Y. Nishida, *Introducing the HB335/HB365-1 hybrid hydraulic excavators*, 2014
- [2.5] R. Filla, *Alternative system solutions for wheel loaders and other construction equipment*, 2008

- [2.6] EA. Buning, *Electric drives in agricultural machinery—Approach from the tractor side*, 2010
- [2.7] A. Somà, N. Bosso, A. Merlo, *Electrohydraulic hybrid lifting vehicle. Patent, WO2011128772*, 2011
- [2.8] H. Wang, L. Liu, G. Zheng, X. Liu, et al., *Study of two-motor hybrid bulldozer*, 2014
- [2.9] J. Flint, *A different kind of hybrid from John Deere*, 2013
- [2.10] E. Anderson, *John Deere 644K Hybrid Drivetrain Overview, Performance, & Developmental Analysis*, 2013
- [2.11] A. Somà, F. Bruzzese, E. Viglietti, *Hybridization factor and performances of hybrid electric telescopic heavy vehicles*, 2015

Capitolo 4

- [4.1] F. Mocera, A. Somà, *Analysis of a Parallel Hybrid Electric Tractor for Agricultural Applications*, 2020
- [4.2] F. Mocera, A. Somà, *A Review of Hybrid Electric Architectures in Construction, Handling and Agriculture Machines*, 2021
- [4.3] F. Mocera, *A Model-Based Design Approach for a Parallel Hybrid Electric Tractor Energy Management Strategy Using Hardware in the Loop Technique*, 2020