

POLITECNICO DI TORINO



DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA MECCANICA E AEROSPAZIALE
CORSO DI LAUREA MAGISTRALE
INGEGNERIA MECCANICA

Tesi di Laurea

**GEAR DRAFT, CODICE PER LA GENERAZIONE DI PRIMO
TENTATIVO DI UNA TRASMISSIONE MECCANICA A DUE
VELOCITÀ PER INSTALLAZIONI SU VEICOLI ELETTRICI (EV)**

Relatore: Ch.mo Prof. CARLO ROSSO

Candidato: MARCO SCALORA

Correlatore: Dott. FABIO BRUZZONE

Anno accademico 2021-2022



*Alla mia famiglia
che mai ha smesso
di credere in me*



INDICE

1. INTRODUZIONE	1
1.1 Breve Panoramica sul problema energetico	1
1.2 Obiettivo della tesi	4
2. IL VEICOLO ELETTRICO	7
2.1 Veicoli a Trazione Ibrida (HEV)	7
2.2 Veicoli a trazione elettrica (BEV)	8
2.2.1 Sistema di trazione elettrica centralizzata	9
2.2.2 Sistema di trazione elettrica distribuita	11
3. IL PROPULSORE ELETTRICO	15
3.1 Generalità	15
3.2 Motore Asincrono	16
3.2 Motore Sincrono	17
3.3 Modellizzazione del Motore	19
3.3.1 Potenza Persa	21
3.3.1.1 Perdite nel Rame	22
3.3.1.2 Perdite nel ferro	22
3.3.1.3 Perdite di resistenza al vento	23
3.3.1.4 Perdite non dipendenti dalla coppia e dalla velocità del motore	23
4. LA TRASMISSIONE	27
4.1 Il Layout	27
4.2 Mappa del Cambio	27
5. LA BATTERIA	29
5.1 Generalità	29
5.2 Descrizione funzionale	29
5.3 Modellazione della batteria	30
6. SFORZO DI TRAZIONE	33
6.1 Forza di resistenza al rotolamento	33
6.2 Forza di resistenza aerodinamica	34
6.3 Forza di resistenza alla salita	35
6.4 Forza di inerzia	35
6.5 Sforzo di trazione Totale	36

7. CAMPI DI ESISTENZA RAPPORTI DI TRASMISSIONE	37
7.1 Generalità sui metodi di ottimizzazione	37
7.1.1 Metodo di ottimizzazione economico-energetica.....	37
7.1.2 Metodo di Ottimizzazione dinamica-prestazionale	38
7.2 Ricerca dei campi di esistenza.....	38
8. CREAZIONE GRAFICI EFFICIENZA DEL VEICOLO	43
8.1 Analisi e acquisizione del grafico motore	43
8.2 Influenza dei rapporti di trasmissione sul grafico motore	44
8.3 Metodo di ottenimento della legge del cambio.....	47
9. METODO DI OTTIMIZZAZIONE ECONOMICA	51
9.1 Ciclo NEDC	51
9.2 Calcolo consumo SOC.....	52
10. METODO DI OTTIMIZZAZIONE DINAMICO.....	57
11. OTTIMIZZAZIONE GLOBALE	61
12. RISULTATI OTTENUTI.....	63
<i>Esempio 1:</i>	63
<i>Esempio 2:</i>	78
<i>Esempio 3:</i>	83
13. CONCLUSIONI	89
BIBLIOGRAFIA	91

1. INTRODUZIONE

1.1 Breve Panoramica sul problema energetico

Nuove e sempre più impegnative sfide coinvolgono l'Umanità richiedendo alla comunità scientifica internazionale soluzioni immediate e inderogabili. Le più pressanti riguardano l'ecosistema altamente inquinato dalle attività produttive umane, lo sfruttamento intensivo ed ormai insostenibile delle risorse naturali ed infine i cambiamenti climatici.

L'utilizzo dei combustibili fossili non rinnovabili (carbone ed idrocarburi), provoca l'immissione in atmosfera di spropositati quantitativi di CO₂ e di conseguenza non solo l'innalzamento delle temperature medie globali ma anche l'aumento dell'effetto serra già presente.

Secondo la 6^a relazione di valutazione del Gruppo intergovernativo di esperti sul cambiamento climatico IPCC (Intergovernmental Panel on Climate Change), le emissioni di gas serra risultanti dalle attività umane, sono la causa dell'incremento pari a circa 1,1°C, riscontrato nel lasso di tempo compreso tra i primi anni del novecento e i nostri giorni¹. Il settore dei trasporti è chiaramente identificato come uno dei principali responsabili delle emissioni di CO₂ e quindi del riscaldamento globale; infatti, secondo l'agenzia europea dell'ambiente, in un comunicato emesso nel 2016, tale comparto è responsabile del 30% delle emissioni totali di CO₂ in Europa, di cui il 72% viene prodotto dal solo trasporto stradale mentre il rimanente resta distribuito tra: aviazione civile 13,4%, trasporto marittimo 13,6%, ferrovie ed altro 1%².

Il diagramma di seguito esposto, mostra le emissioni di gas serra nell'UE rilevate nel 2019 e suddivise secondo i principali settori di provenienza; l'uso di energia ne è responsabile per il 77,01%, di cui circa un terzo attribuibile ai trasporti¹.

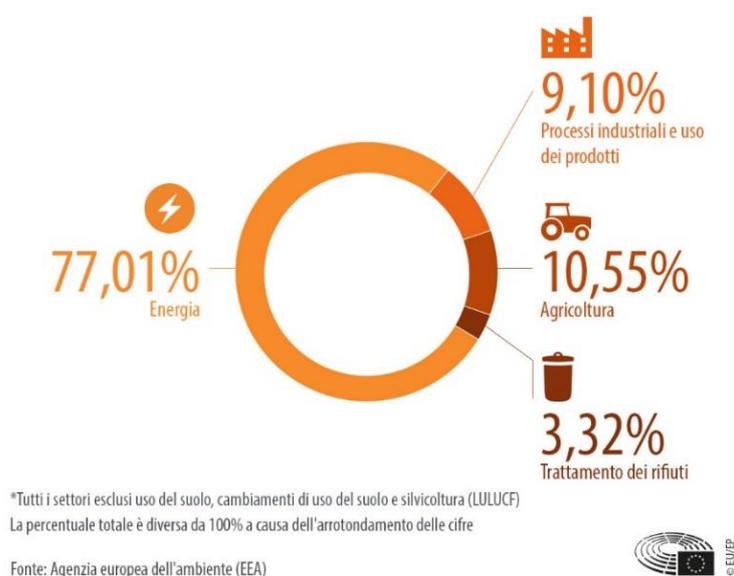


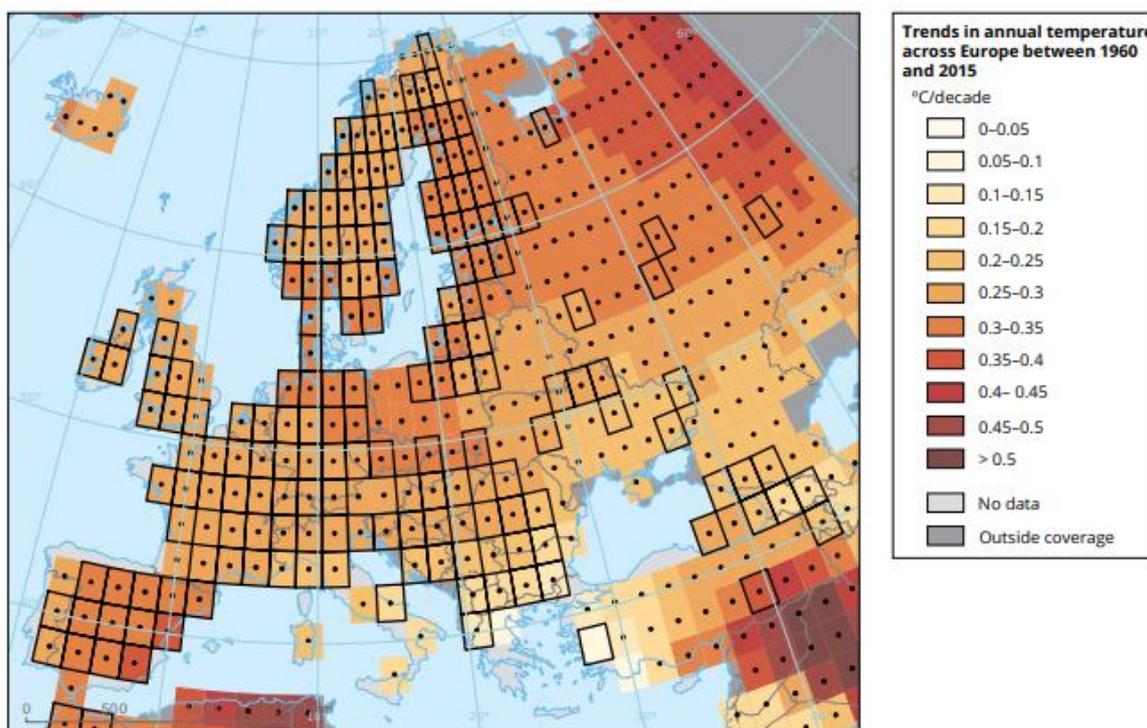
Immagine 1 – Emissioni di gas serra nell'UE divise per settore* nel 2019 (fonte EEA)

¹ [1] [3]

² [2]

Nell'ultimo rapporto dell'IPCC si stima che l'eventuale mancanza di un immediato intervento giuridico (di tipo legislativo/normativo), nei prossimi 20 anni, l'aumento di temperatura globale dovrebbe raggiungere se non addirittura superare 1,5°C. E le conseguenze negative con gravi danni fisici ed economici sono già presenti e tangibili:

- uniformità delle stagioni con tendenza alla riduzione dei periodi di primavera/autunno (influenza negativa sui prodotti agricoli)
- incremento dei fenomeni metereologici avversi sia per quantità che per intensità (uragani, cicloni, tropicalizzazione di aree temperate)
- disgelo con regressione di ghiacciai, calotte polari e conseguente innalzamento del livello marino
- disgelo del permafrost con conseguente dissesto del territorio
- incremento della desertificazione con diminuzione di zone fertili coltivabili



Note: Grid boxes outlined with solid black lines contain at least three stations and so are likely to be more representative of the grid box than those that are not outlined. Significance (at the 5 % level) of the long-term trend is shown by a black dot (which is the case for almost all grid boxes in this map).

Source: EEA and UK Met Office, based on the E-OBS dataset (updated from Haylock et al., 2008).

Immagine 2 – Andamento della temperatura annuale in tutta Europa tra il 1960 e il 2015 (fonte EEA) [2]

Oltre a questi conclamati problemi i sempre più elevati prezzi dei combustibili fossili (molto sensibili ad eventi esterni come le attuali guerre e pandemie), rappresentano un impatto sempre più negativo sulla ripresa economica e sulla sicurezza energetica dell'Unione Europea. C'è anche da mettere in conto il fatto che tali fonti energetiche non rinnovabili, prima o poi si esauriranno.

La richiesta annuale di petrolio aumenta inesorabilmente ed in risposta alle problematiche precedentemente analizzate, i singoli governi, negli ultimi anni, hanno varato numerose e sempre più restringenti normative ambientali, costringendo di fatto le case automobilistiche a perseguire nuove strade investendo massicciamente in risorse umane e finanziamenti per tecnologie sempre più

efficienti. L'avvio del “Green Deal” (patto verde europeo, dicembre 2019), ha impresso nuovo slancio politico per interventi mirati ed adeguati atti a risolvere i problemi climatici a livello europeo; obiettivo di tale normativa è sostanzialmente quello di ottenere entro il 2050, nell'area d'influenza UE, un impatto zero sul clima³.

Ovviamente sotto tali pressioni, l'industria automobilistica sta affrontando alcune delle sfide progettuali più difficili del settore impegnandosi nello sviluppo di più efficaci metodi innovativi. Una delle vie in fase evolutiva maggiormente seguita, è quella del propulsore elettrico; adottando tale strategia, i veicoli elettrici sarebbero in grado di far fronte contemporaneamente a tre cruciali problematiche:

- Zero emissioni nocive tra le quali CO₂, monossido di carbonio e particolato di varia composizione
- Indipendenza energetica dalle risorse fossili
- Forte riduzione delle emissioni acustiche

Nonostante ciò, la diffusione del veicolo elettrico è oggi limitata da due principali argomenti: il costo proibitivo e l'autonomia relativamente limitata⁴.

Per quanto riguarda la prima problematica, in Europa un'auto elettrica costa in media il 31,7% in più rispetto ad una equivalente ma azionata dal classico motore endotermico. Per fare il punto sulla situazione la Jato Dynamics (società di consulenza britannica per l'automotive), ha pubblicato una ricerca intitolata “Auto elettriche, la sfida dei prezzi”. Lo studio prende spunto dal confronto tra le dinamiche dei vari mercati analizzando i costi al consumatore nel periodo compreso tra il 2011 e il 2021; le aree geografiche prese in considerazione sono: Europa, Stati Uniti e Cina. Dall'analisi sembrano emergere dati contrastanti: infatti mentre in Europa il prezzo medio di un'auto elettrica è passato dai 33.292 euro del 2011 ai 42.568 euro del 2021 (pari ad un aumento del 28%) e negli Stati Uniti nel corso degli stessi 10 anni si è registrato un incremento di circa 10.000 euro (con una maggiorazione uguale al 38%), in Cina si è passati da 41.800 euro a 22.100 euro facendo registrare un decremento del prezzo medio di vendita equivalente al 47%⁵. La Jato suggerisce che questa inversione di tendenza sia da attribuire non tanto al valore intrinseco delle autovetture, ma agli incentivi statali che il paese asiatico continua a rilasciare (anche se in maniera ridimensionata a partire dal 2010).

Relativamente al secondo problema, escludendo l'evoluzione tecnologica delle batterie (argomento che esula dallo scopo del presente testo), per ridurre il consumo energetico del veicolo basterebbe apportare sempre più migliorie o ai gruppi propulsori, riducendone comunque il peso, od intervenendo ottimizzando la massa dell'automezzo. Per quanto riguarda l'autonomia sarebbe sufficiente aggiungere ulteriori gruppi di batterie o installarne alcune con potenze più elevate ma si tratta di un vicolo cieco: infatti tali ottimizzazioni non sono riconducibili ad un problema di facile soluzione in quanto i concetti di efficienza e massa nelle macchine elettriche (EM) evolvono generalmente in direzioni opposte. Le batterie sono per propria natura ingombranti e pesanti quindi volendole implementare (qualsiasi soluzione si volesse perseguire di quelle precedentemente proposte) sarebbe necessario o ridurre drasticamente lo spazio interno fruibile del veicolo o aumentarne le dimensioni globali; comunque sia si otterrebbe un incremento della massa del mezzo

³ [4]

⁴ [5]

⁵ [6]

con conseguente maggior consumo di energia e ricadendo inevitabilmente nella medesima situazione del proverbiale “cane che si morde la coda”⁴. Allo stato dell’arte, la più logica soluzione risiede in un oculato compromesso tra peso globale dell’automezzo ed efficienza del relativo propulsore.

1.2 Obiettivo della tesi

I veicoli elettrici puri, attualmente presenti sul mercato, sono principalmente dotati di trasmissione a velocità singola; con tale assetto il progettista ha consapevolmente accettato un compromesso tra “dinamica” (prestazioni in salita, velocità massima e accelerazione) ed economicità (autonomia di guida). L’ottimizzazione del veicolo, in questo caso, si concentra principalmente sull’apporto di migliorie al gruppo di accumulo energetico (batterie), correlate con analisi di gestione dell’energia stessa.

Allo scopo di trovare un’ottimizzazione globale diversificata, sempre più progettisti percorrono strade alternative seguendo con particolare attenzione lo sviluppo di trasmissioni a più velocità; dai numerosi studi effettuati, si è potuto constatare che l’utilizzo di trasmissioni multi-velocità su veicoli elettrici ne migliora l’efficienza media del motore e la capacità di autonomia⁶; inoltre tale scelta comporta un ulteriore elemento favorevole e di notevole impatto: un drastico rimpicciolimento delle dimensioni del motore con conseguente diminuzione del peso. Sapendo che normalmente la gamma di coppia richiesta su di un’autovettura rientra in un range compreso tra 1.000 e 4000 Nm all’asse (compatibilmente con le dimensioni e la tipologia del veicolo), si intuisce come nei veicoli monomarcia è necessario utilizzare un motore elettrico con coppia relativamente elevata; la coppia massima del motore però, è direttamente correlata con le dimensioni dello stesso essendo proporzionale al proprio volume (area effettiva occupata da rotore/statore), variando quadraticamente con il diametro e linearmente con la lunghezza complessiva delle parti attive. Quindi il motore di un veicolo a cambio fisso risulta essere più massiccio e voluminoso di uno equivalente con trasmissione e cambio a due marce.

L’adozione della trasmissione a due velocità oltre ad incrementare l’efficienza e le prestazioni dei PEV (Pure Electric Vehicles), consentendone il funzionamento nella zona ad alta efficienza, permette l’utilizzo di propulsori elettrici più compatti, leggeri e dai consumi energetici ridotti.

Scopo del presente lavoro è l’analisi delle variazioni prestazionali di un veicolo elettrico equipaggiato con trasmissione a due velocità sulla base dei rapporti di trasmissione delle coppie di ingranaggi costituenti il cambio. Lo studio è finalizzato alla creazione di un programma Matlab dedicato in grado di operare con pochi dati, messi a disposizione direttamente dai produttori di autovetture ed applicabile ad una vasta gamma di veicoli elettrici sulla base di tipologie, prestazioni, allestimenti ed utilizzi.

Lo studio si sviluppa partendo dai dati di progetto dinamici e fisici del veicolo preso in esame, andando ad individuare i campi di esistenza dei rapporti di trasmissione delle coppie di ruote relativi alle marce del cambio a due velocità in oggetto; si ottiene in tal modo un valore massimo ed un minimo per il rapporto di trasmissione della prima e della seconda coppia di ingranaggi.

Il passo successivo, attraverso l’analisi della mappa dei rendimenti del motore (quest’ultima calcolata o se di “dominio pubblico” inserita manualmente) è stato quello di trovare l’ottimo all’interno dei

⁶ [7] [8]

campi di esistenza dei rapporti stessi: essendoci varie possibilità, si è scelto di proporre due tipi di ottimizzazione alternative:

- La prima ottenuta realizzando come “funzione obiettivo” la miglior configurazione di coppie di ingranaggi che, sottoposta ad un percorso standardizzato (NEDC), con un adeguata logica di cambio, minimizza il consumo energetico.
- La seconda impostando come “funzione obiettivo” la migliore configurazione di coppie di ingranaggi in grado di portare, nel minor tempo possibile, il veicolo alla velocità di 100 km/h con partenza da fermo.

Una volta realizzate le due ottimizzazioni sopra descritte si è voluto creare un’ulteriore “funzione di costo” (al fine di individuare la coppia di ingranaggi da impostare sulla prima e sulla seconda marcia) calcolata secondo una media in grado di tenere conto del peso d’importanza di un metodo rispetto l’altro: corrisponde al miglior compromesso tra conservazione dell’energia e dinamicità del veicolo.

2. IL VEICOLO ELETTRICO

Per procedere con lo sviluppo del seguente elaborato è opportuno soffermarci prima su tutto ciò che riguarda le principali tipologie di veicoli elettrici attualmente presenti sul mercato indicando: ipotesi di lavoro, metodi di studio, fonti tecniche, nozioni scientifiche e software utilizzati.

In questa fase è importante non solo comprenderne le dinamiche evolutive perseguite negli ultimi anni in risposta alla sempre più crescente richiesta di innovazione del settore ma anche evidenziare le diversificazioni operate in termini di: funzionamento del motore, trasmissione del moto, componentistica, materiali utilizzati e prestazioni.

Si distinguono essenzialmente due principali gruppi di veicoli elettrici: quelli che per l'alimentazione del propulsore utilizzano esclusivamente l'energia elettrica (Electric Vehicles, "EV") e quelli che oltre all'elettrica sfruttano l'energia endotermica generata da un propulsore a combustione interna (Hybrid Electric Vehicles, "HEV").

2.1 Veicoli a Trazione Ibrida (HEV)

I Veicoli a trazione ibrida sono autovetture in cui si ha la contemporanea presenza di un motore elettrico e di un motore termico progettati in modo da poter operare in perfetto sincronismo per produrre la coppia necessaria al movimento del veicolo.

Tale scelta con duplice combinazione di propulsori, è giustificata dal fatto di poter utilizzare un motore o l'altro a seconda delle condizioni di guida riscontrabili (avviamento, presenza di strade pianeggianti o gravate da salite, esigenze di carico, ecc. ecc.), in quanto uno dei due lavora in modo più performante⁷.

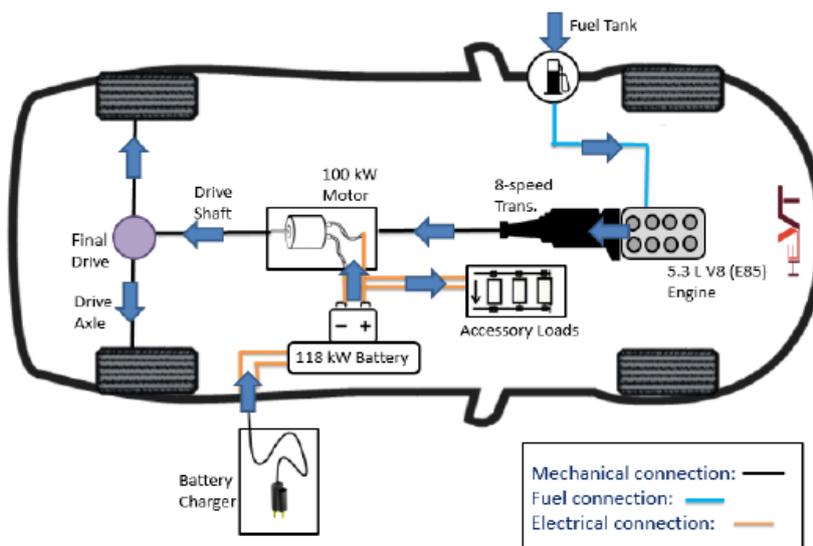


Immagine 3 – tipica configurazione di un veicolo elettrico a trazione ibrida [10]

⁷ [9]

Sotto tale aspetto, il motore elettrico si comporta da motore ausiliario permettendo di superare alcune criticità tipiche del motore a combustione interna come ad esempio la fase di “partenza da fermo”; infatti in tale situazione di guida, il motore termico necessita di un regime di velocità minimo sufficiente a vincere l’inerzia del mezzo ed in grado di esprimere una coppia non nulla. Per superare tale criticità i classici veicoli con propulsori termici “ICE” devono essere dotati di una “prima marcia” azionabile mediante frizione. I motori elettrici non presentano, in generale, particolari problemi all’avviamento ed il loro utilizzo nei modelli HEV, in fase di partenza da fermo, consente di aggirare tale problema⁸.

Il vantaggio di un allestimento con la contemporanea presenza di due motori, risiede nel fatto che sono in grado di lavorare in modo complementare; infatti mentre il propulsore elettrico risulta più performante e quindi in grado di sviluppare rendimenti maggiori per valori di velocità bassi, viceversa il motore termico risulta esprimere rendimenti più elevati alle alte velocità.

Non meno importante dal punto di vista energetico è la presenza del motore elettrico di tipo sincrono che per la propria caratteristica di poter lavorare anche come alternatore e in grado di generare energia elettrica riutilizzabile. Per rallentare gli autoveicoli si utilizza il freno; si tratta di un meccanismo che per propria conformazione agisce per attrito sviluppando energia termica; quest’ultima viene normalmente dissipata in aria sotto forma di calore e quindi irrimediabilmente persa. L’utilizzo di un motore sincrono, equipaggiato con dispositivo elettromagnetico denominato “Kers” (“Kinetic Energy Recovery System” ovvero sistema di recupero dell’energia cinetica), consente di recuperare tale energia rigenerando, anche se parzialmente, le batterie. Infine la potenza del motore elettrico, viene opportunamente scelta in modo tale da consentire la guida del veicolo ibrido con il motore termico spento ma esclusivamente per brevi distanze.

Possiamo distinguere principalmente tre tipologie di veicoli elettrici ibridi⁹:

- Micro Hybrid (Micro HEV): la componente elettrica svolge semplici mansioni che vanno dall’alimentazione degli accessori elettrici al recupero parziale dell’energia in frenata.
- Mild (o medium) Hybrid (Mild HEV): oltre alle medesime prestazioni del Micro HEV, in questa configurazione il motore elettrico contribuisce all’erogazione di potenza durante la normale trazione.
- Full Hybrid (Full HEV), massima configurazione realizzabile contraddistinta da: completo recupero dell’energia in regime di frenata, possibilità di partenza da fermo con propulsore elettrico nonché possibilità di sola trazione in modalità elettrica.

2.2 Veicoli a trazione elettrica (BEV)

Questi veicoli vengono classificati come Battery Electric Vehicle (BEV) o più comunemente Pure Electric Vehicles (PEV). Rispetto a quelli ibridi precedentemente analizzati, vengono equipaggiati con uno o più motori alimentati unicamente da energia elettrica e progettati adeguatamente per erogare la coppia necessaria al proprio movimento¹⁰. In questo caso l’energia chimica espressa dai combustibili fossili (il carburante dei motori termici), è sostituita da quella immagazzinata nelle batterie.

⁸ [10]

⁹ [11] [12]

¹⁰ [13]

Al fine di valutare la “qualità energetica” caratteristica del veicolo in esame (in termini di inquinamento ambientale), è opportuno considerare che, allo stato attuale, l’energia dalla rete di alimentazione nazionale è minimamente composta da forme alternative rinnovabili (in Italia nel 2020 la generazione di energia elettrica da tali fonti rappresenta il 35,4% della produzione nazionale)¹¹. se l’energia erogata dalla batteria del veicolo elettrico fosse sviluppata attraverso l’utilizzo esclusivo di fonti di energia rinnovabili (quali energia eolica, solare o geotermica), il ciclo di trasformazione dell’energia si richiuderebbe senza alcuna emissione di elementi inquinanti. Pertanto, esisterà comunque un inquinamento indiretto derivante dall’utilizzo degli “EV”, ma notevolmente inferiore rispetto a quello generato dai veicoli con propulsione endotermica.

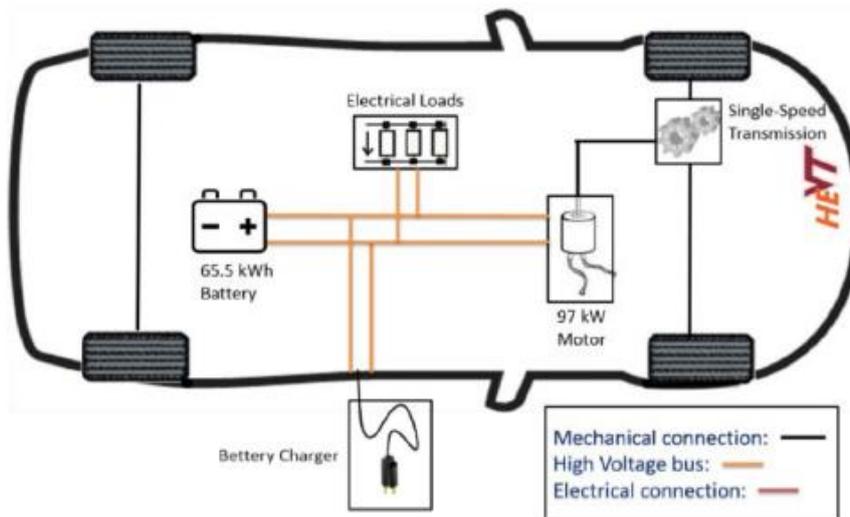


Immagine 4 – tipica configurazione di un veicolo elettrico puro [13]

Da un confronto tra tipologie di propulsori con caratteristiche simili, quelli elettrici risultano esprimere, in termini di rendimento, una superiore efficienza rispetto a quella ottenibile con motori a combustione interna.

Di fatto, partendo da condizioni ottimali, nei motori termici a combustione interna (ICE) è possibile raggiungere un rendimento massimo del 35% relativamente ai propulsori a benzina e del 40% per quelli diesel; i motori elettrici invece si comportano da veri “fuoriclasse” potendo raggiungere un’efficienza che supera abbondantemente 80%, con picchi superiori al 90%. Inoltre, come già accennato precedentemente, i veicoli “EV” rispetto agli “ICE” producono una coppia molto superiore a basse velocità: caratteristica sfruttata efficacemente in fase di avviamento dell’automezzo.

I veicoli elettrici possono essere suddivisi in due grandi categorie sulla base del sistema di trazione elettrico utilizzato: centralizzato o distribuito¹².

2.2.1 Sistema di trazione elettrica centralizzata

Nel sistema di trazione in esame, la potenza necessaria per lo spostamento del veicolo può essere sviluppata o da un singolo o da una coppia di propulsori direttamente installati sul telaio; il o i rotori

¹¹ [14]

¹² [15]

non agiscono quindi direttamente sulle ruote (come vedremo nel prossimo paragrafo), ma azionano il veicolo mediante l'utilizzo di riduttori e/o idonei dispositivi di trasmissione.

Questo sistema di trazione viene ampiamente utilizzato nella maggior parte dei veicoli elettrici le cui possibili particolari configurazioni sono mostrate in figura 5

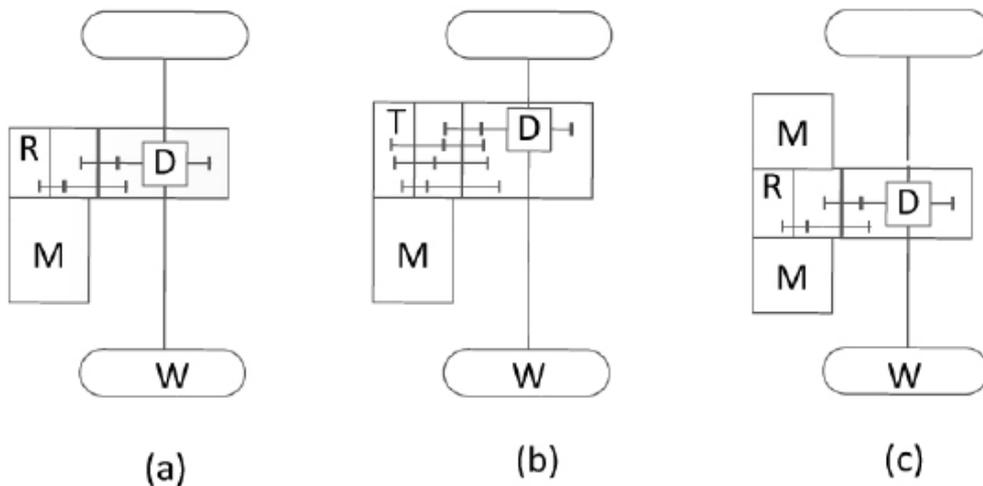


Immagine 5 – configurazione di sistemi di trazione elettrica centralizzata [15]

Dove con (M) si identifica il propulsore, con (R) viene schematizzata la presenza di un riduttore meccanico a rapporto fisso, con (T) la trasmissione, con (D) il sempre necessario differenziale e con (W) le ruote.

L'immagine sopra riportata mostra dunque tre possibili configurazioni:

- a) Sistema di trazione con motore singolo la cui coppia viene incrementata tramite la presenza del riduttore; questo particolare tipo di configurazione prende il nome di “sistema di trazione diretto”.
- b) Sistema di trazione simile al precedente, con l'unica differenza che la coppia viene rielaborata tramite l'utilizzo di una trasmissione a più velocità. Da evidenziare che contrariamente a quanto succede nei veicoli a combustione interna, equipaggiati con trasmissioni dotate di numerose velocità, i veicoli elettrici necessitano di un numero inferiore di marce per svolgere il medesimo lavoro.
- c) Sistema di trazione in cui la produzione di potenza è gestita con l'utilizzo di due motori elettrici operanti in perfetta sincronia; in sostanza uno dei due motori rappresenta la fonte di alimentazione principale e lavora per la maggior parte del tempo mentre il secondo diventa operativo soltanto nel momento in cui si rende necessaria una potenza aggiuntiva.

Si tratta di un sistema che confrontato con quello a “trazione distribuita” si configura in un'architettura più semplice sia dal punto di vista progettuale che costruttivo; semplicità che si ripercuote anche nella gestione dei meccanismi di controllo (hardware e software). Pertanto il sistema di “trazione elettrica centralizzata” si propone sul mercato con un impatto economico più basso e per tal motivo sino ad oggi risulta il sistema di trazione elettrica più diffuso e richiesto dalle industrie automobilistiche.

Con questi allestimenti, le prestazioni dinamiche (ed economiche), sono determinate dal propulsore; è necessario dunque l'utilizzo di un motore con caratteristiche elevate tali da poter operare efficientemente in tutte le situazioni di lavoro riscontrabili. Tuttavia è riprovato che nelle condizioni operative in cui si sfruttano valori di velocità e/o coppia inferiori a quelle massime, un tale allestimento esprime un rendimento medio/basso con conseguenze negative sull'autonomia complessiva.

Inoltre come già precedentemente detto è bene ribadire che, volendo migliorare l'autonomia del veicolo, non si può semplicemente aggiungere ulteriori gruppi di batterie o installarne alcune con potenze più elevate in quanto gli accumulatori sono per propria natura ingombranti e pesanti. Volendoli implementare (qualsiasi soluzione si volesse perseguire) sarebbe necessario o ridurre drasticamente lo spazio interno fruibile del veicolo o aumentarne le dimensioni globali; comunque sia si otterrebbe un incremento non indifferente della massa dell'automezzo.

Infatti, soprattutto nel campo dell'automotive, le batterie industriali montate sulle macchine elettriche ne rappresentano circa il 20-30% del peso complessivo costituendone un carico oscillante tra i 320 e i 480kg con capacità energetica che oscilla tra i 40 e 60kWh di energia (dato riferibile alle vetture elettriche più grandi)¹³. Mantenendo costanti tutte le altre variabili, maggior peso significa anche maggior consumo per unità di tragitto percorso; per assurdo l'impiego di una batteria maggiorata, potrebbe far diminuire drasticamente il rendimento complessivo del veicolo, aumentandone i consumi.

Le prestazioni dinamiche possono essere migliorate equipaggiando il veicolo con una trasmissione a più marce. Ovviamente l'introduzione di tale componente non può essere casuale e per valutarne l'idonea funzionalità è imprescindibile l'utilizzo della "legge del cambio automatico" in grado di gestire l'avvicinarsi delle marce quando la vettura è in esercizio.

Come già detto, si tratta di un'analisi indispensabile senza la quale il rischio sarebbe rappresentato dall'inconveniente di far operare il propulsore nelle zone di lavoro in cui il rendimento di quest'ultimo non è favorevole; anche in questo caso si rischierebbe di peggiorare le prestazioni del veicolo¹⁴.

In generale l'utilizzo del sistema di trazione centralizzato assicura vari e notevoli pregi; per prima cosa non è necessario riprogettare la maggior parte dei componenti della trasmissione potendo utilizzare quelli già reperibili sul mercato ideati per i veicoli a combustione interna. Inoltre poiché sia i propulsori che il sistema di raffreddamento vengono alloggiati nel vano motore, problemi complessi come l'isolamento dalle interferenze elettromagnetiche o lo stesso smaltimento delle temperature sviluppate, sono facilmente risolvibili¹⁵.

Un potenziale problema potrebbe essere rappresentato dal fatto che la potenza erogata dal motore si distribuisce equamente tra i semiassi destro e sinistro del differenziale rendendo assai complicato l'esecuzione di un controllo o regolazione della coppia in maniera indipendente sulle singole ruote.

2.2.2 Sistema di trazione elettrica distribuita

Il sistema di "trazione elettrica distribuita" è un allestimento con il quale si cerca di ridurre al minimo le perdite di potenza relative alla trasmissione del moto e viene realizzato con l'utilizzo di più motori

¹³ [16]

¹⁴ [17]

¹⁵ [15]

installati direttamente sulle ruote. In tale categoria rientrano anche quelle particolari autovetture in cui vengono montati motori di diversa taglia sugli assi posteriore e anteriore.

Con la propulsione individuale “ruota per ruota” possono essere sviluppati nuovi sistemi di controllo della guida in cui non si dosa soltanto la forza propulsiva, ma anche quella frenante in maniera individuale su tutte le ruote. Questo particolare tipo di tecnica viene definito “torque vectoring”¹⁶. È inoltre opportuno installare su tali veicoli sensori dedicati per il controllo della cinematica e della dinamica dell’autovettura. Il “torque vectoring” però presenta contemporaneamente un lato positivo e uno negativo per le vetture che utilizzano questo particolare sistema di trazione: infatti se è vero che in questo modo si ha il completo controllo sulla distribuzione delle coppie e della potenza tra la parte posteriore e la parte anteriore del veicolo, è pur vero che per poter gestire questa suddivisione vengono richiesti pesanti e complessi algoritmi di controllo.

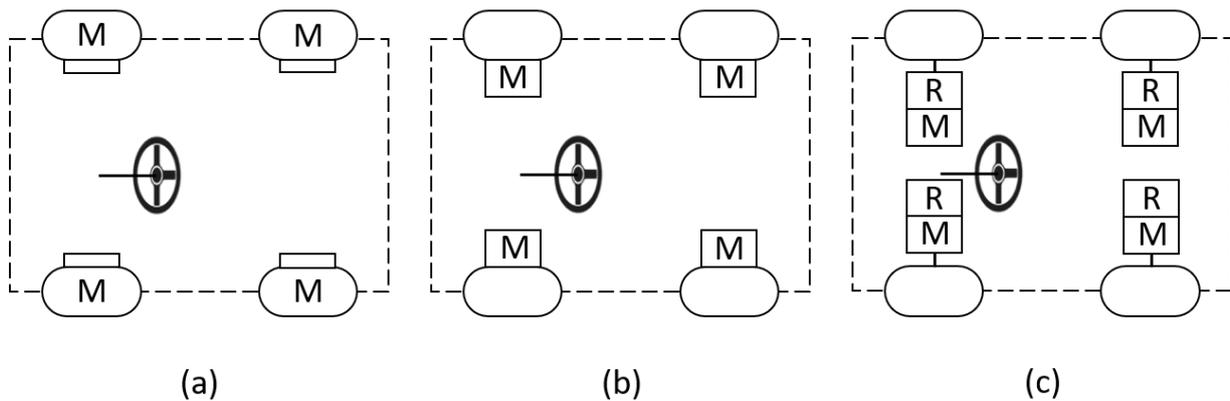


Immagine 6 – configurazione di sistemi di trazione elettrica distribuita [15]

In generale, è possibile distinguere tre differenti tipologie di architetture evidenziate nella figura n° 6 sopra riportata:

- figura 6 (a) la propulsione del veicolo elettrico viene affidata alla presenza di 4 motori elettrici a bassa velocità i cui rotori sono direttamente montati sul bordo esterno delle ruote; in questa particolare impostazione, poiché non vi è più un sistema di trasmissione interposto tra motore e ruota, la configurazione in esame risulta essere quella che ha inevitabilmente la massima efficienza di trasmissione. Per contro, le prestazioni registrate del motore durante la marcia sono tra le peggiori.
- figura 6 (b) a differenza del modello precedentemente descritto, questa configurazione vede sempre l'utilizzo di quattro motori a bassa velocità i cui rotori non risultano più direttamente montati sulle ruote del veicolo ma comunicano con essi attraverso l'utilizzo di riduttori epicicloidali. In generale, rispetto alla prima configurazione, il volume del sistema di azionamento risulta essere inferiore.
- figura 6 (c) si ha sempre l'utilizzo di 4 motori che, attraverso un sistema di trasmissione costituito da quattro semiassi, permette la comunicazione tra il motore e la corrispondente ruota del veicolo. La presenza dei semiassi, insieme a quella dei riduttori, permette di migliorare significativamente le prestazioni di marcia del veicolo.

¹⁶ [18]

I primi due sistemi descritti figure (a) e (b), proprio per il motivo che il motore è direttamente collegato con le ruote senza l'utilizzo di assi o semiassi, vengono chiamati “sistemi di trazione con motore interno alla ruota”¹⁷.

In generale possiamo affermare che il sistema di trazione distribuito è un sistema più compatto e più performante per quanto riguarda la trasmissione del “sistema di trazione centralizzato”. In un tale sistema è impossibile sviluppare delle trasmissioni a più velocità applicabili alle singole ruote e pertanto la dinamica del veicolo è completamente affidata ai motori. È proprio per tale motivo che in questa tesi si è scelto di analizzare il sistema di trazione centralizzato in quanto non solo è il più utilizzato nell'industria automobilistica per la sua semplicità e relativo basso impatto economico, ma è l'unico, come affermato precedentemente, in cui è possibile installare un cambio a due velocità.

¹⁷ [15]

3. IL PROPULSORE ELETTRICO

3.1 Generalità

Ritengo sia necessario introdurre l'argomento mettendo in evidenza le caratteristiche e le varie configurazioni possibili di un motore elettrico per poi poterlo schematizzare con un'approfondita e corretta analisi.

Il motore elettrico impiegato per la propulsione di "veicoli elettrici puri" è la medesima macchina rotante ampiamente utilizzata sia in ambito industriale che domestico in grado di trasformare l'energia elettrica (nel nostro caso messa a disposizione da pacchi batteria a più elementi, solitamente agli ioni di litio), in energia meccanica; per effettuare tale conversione vengono sfruttate le forze elettrodinamiche interagenti in un sistema di correnti immerse in un campo magnetico.

Dal punto di vista costruttivo è possibile individuare due componenti essenziali:

- a) lo statore che costituisce l'elemento fisso con funzione di induttore
- b) il rotore, inserito coassialmente nello statore, rappresenta l'elemento indotto che caratterizzato da mobilità tramite l'albero motore trasferisce il movimento scaricando la coppia sulle ruote.

Premesso che la tecnologia in continua evoluzione sta sperimentando nuove strade compiendo velocemente passi da gigante (come ad esempio motori senza magneti sviluppati dalla società tedesca Mahle), normalmente indotto ed induttore, vengono contemporaneamente alimentati. Fa eccezione il motore denominato "brushless" nel quale viene eliminato il sistema di alimentazione elettrica costituito da contatti striscianti con spazzole calettate sull'albero motore; in tale configurazione il rotore, realizzato con magneti permanenti, genera un campo magnetico autonomo idoneo a produrre la coppia motrice necessaria al movimento del veicolo¹⁸.

I propulsori elettrici si dividono in due grandi categorie: motori alimentati in corrente continua (DC) e quelli alimentati in corrente alternata (AC); sostanzialmente si differenziano per il fatto che mentre i primi manifestano un campo magnetico fisso nello spazio, i secondi risultano caratterizzati da campi magnetici rotanti. Sono stati realizzati però i così detti "motori universali" in grado di operare sia con l'una che con l'altra corrente (motore DC ad eccitazione separata anche detta ad eccitazione indipendente). Tale possibilità deriva dal tipico collegamento dei due avvolgimenti statorico e rotorico, realizzato tramite collettore a lamelle il quale consente alle due correnti alternate (statorica e rotorica), l'inversione contemporanea; la stessa cosa avviene per i relativi campi magnetici con generazione di una forza dello stesso tipo: attrattiva o repulsiva. In pratica però il motore se alimentato in corrente alternata è meno efficiente.

Nella maggior parte dei casi i propulsori montati sui veicoli elettrici funzionano in corrente alternata a loro volta suddivisi in due sottocategorie:

- a) Motori Sincroni, la cui velocità di rotazione è rigidamente legata alla frequenza della tensione alternata di alimentazione; vengono anche utilizzati come generatori di corrente (alternatori)

¹⁸ [19]

e quindi possono essere utilizzate come macchine che azionate al contrario sono in grado di convertire l'energia meccanica in energia elettrica.

- b) Motori Asincroni, la cui velocità di rotazione non è rigidamente vincolata alla frequenza della tensione alternata di alimentazione.

Ambedue i sistemi possono essere alimentati con corrente alternata monofase o trifase.

3.2 Motore Asincrono

Detto anche motore a induzione è un propulsore elettrico in cui la velocità angolare del rotore risulta essere inferiore a quella del campo magnetico rotante generato dagli avvolgimenti dello statore ed è proprio da tale asimmetria che ne deriva il nome. Le alimentazioni possono essere realizzate con i seguenti sistemi di tensione:

- a) sistema monofase = fase e neutro di solito utilizzati per piccoli carichi
- b) sistema trifase = tre fasi sfasate tra loro di 120°

Strutturalmente statore e rotore si presentano idealmente come due cilindri di cui il primo cavo ed il secondo di dimensioni tali da esservi inserito coassialmente; i due cilindri risultano separati da una minima area libera di spessore trascurabile denominata traferro. Sulle superfici affacciate dei due cilindri, in senso longitudinale, sono realizzate rispettivamente le “cave statoriche” e le “cave rotoriche”: veri e propri alloggiamenti con forme e dimensioni idonee al contenimento dei circuiti elettrici realizzati con filo di rame o barre di rame/alluminio.

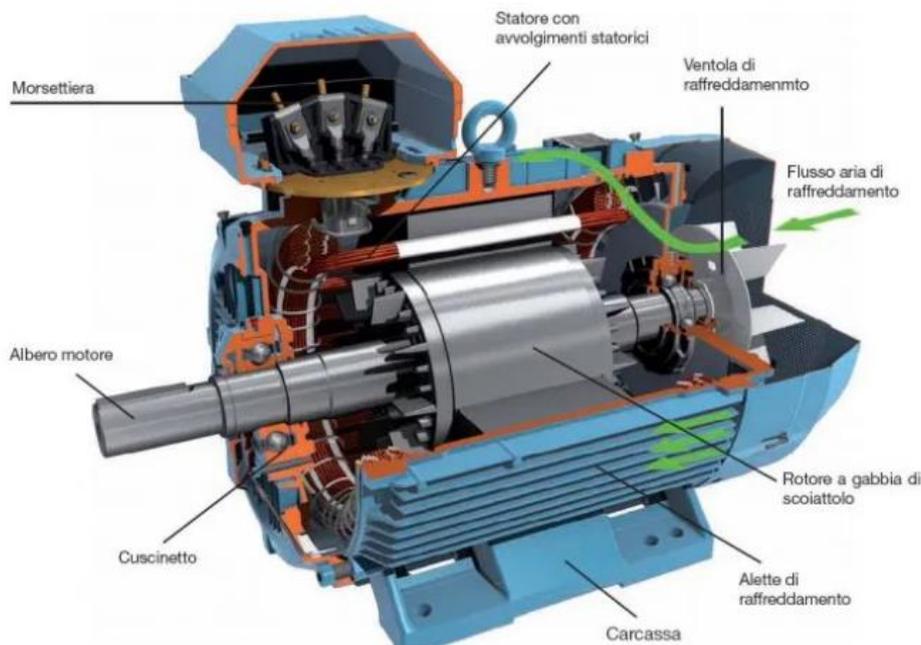


Immagine 7 – spaccato di un motore asincrono

L'avvolgimento statorico è costituito da tre avvolgimenti tra loro identici (uno per ciascuna fase), installati nelle sopra citate cave statoriche e sfalsate con un “passo di $120/p$ ” (ove “p” indica paio poli).

I tre avvolgimenti fanno capo a sei morsetti disposti su due file di tre in un apposito alloggiamento esterno installato sulla carcassa. Per la particolare disposizione dei morsetti, utilizzando apposite barrette metalliche, è possibile realizzare i classici collegamenti di alimentazione trifase “stella o triangolo” consentendo così due alternativi livelli di tensione: 380V o 220V¹⁹. Anche l’avvolgimento rotorico è realizzato con tre fasi disposte nelle cave dedicate (analogamente a quelle dello statore) ma con tecnologie differenti:

- rotore avvolto o ad anelli: caratterizzato da un avvolgimento trifase, realizzato in filo o piattina di rame, conformemente a quello dello statore e con lo stesso numero di poli; l'avvolgimento viene collegato a stella o a triangolo da una parte mentre i capi liberi delle fasi sono connessi ai tre anelli del collettore (uno per ogni fase) e collegato tramite spazzole striscianti ad un reostato trifase in grado di limitarne la corrente di spunto all'avviamento. Quest'ultimo sistema viene gradualmente escluso e cortocircuitato ad avviamento avvenuto; in tale assetto il rotore si comporta in modo simile a quello denominato a “gabbia di scoiattolo”
- rotore a gabbia di scoiattolo o in cortocircuito: ha gli avvolgimenti realizzati con barre che possono essere in alluminio, leghe di alluminio o rame; hanno la stessa forma delle cave e vi vengono inserite intimamente senza lasciare spazi. Si collegano frontalmente con anelli di corto circuito realizzati con identico materiale. L'attenuazione della corrente di spunto per motori di media o grande potenza si ottiene con l'utilizzo di inverter o ricorrendo a doppia o tripla gabbia

Il funzionamento è relativamente semplice; il fenomeno ha origine nello statore e dalla particolare disposizione degli avvolgimenti trifasi realizzati con coppie polari sfasate tra di loro di 120°. Con l'applicazione di un'alimentazione alternata, la sovrapposizione dei campi magnetici creati dalla circolazione della corrente induce un campo magnetico rotante (campo di statore) caratterizzato da intensità costante e velocità uguale alla propria frequenza (velocità di sincronismo); l'avvolgimento rotorico che ne è immerso completamente, viene sollecitato tendendo a ruotare ma con velocità inferiore (causata dal carico applicato che ne rappresenta una coppia frenante). La differenza di velocità (scorrimento), comporta una variazione del flusso magnetico che fa interagire il campo magnetico rotante con gli avvolgimenti del rotore generandovi correnti indotte secondo la legge di Faraday; a loro volta queste creano un campo magnetico rotorico tale da opporsi alle variazioni di flusso; i conduttori degli avvolgimenti rotorici si mettono in moto tentando di raggiungere la velocità di sincronismo ed è da tali interazioni che si crea la coppia in grado di far ruotare l'indotto insieme al carico applicato. Il senso di rotazione è identico a quello del campo magnetico statorico. In campo automobilistico, ad esempio, la Tesla Motor utilizza sulle proprie vetture motori asincroni di tipo “brushless”.

3.2 Motore Sincrono

Si tratta sempre di un propulsore elettrico alimentato in corrente alternata e tensione trifase con la particolare caratteristica che il periodo di rotazione del rotore è perfettamente sincronizzato con la frequenza della tensione di alimentazione. Nel rotore del motore sincrono è sempre presente un campo

¹⁹ [19]

magnetico garantito da diversi poli magnetici con polarità alterna e generati o da magneti permanenti o da elettromagneti alimentati in corrente continua (corrente di eccitazione). L'indotto, una volta avviato, tenderà naturalmente a sincronizzarsi con la rotazione del campo magnetico rotante generato dallo statore fino ad uguagliarne la velocità (da tale fenomeno deriva la denominazione di motore sincrono). Si tratta comunque di un motore la cui velocità è strettamente legata alla frequenza di alimentazione e pertanto risulta instabile in presenza di variazioni come accelerazioni e frenate; sottoposti a tali eventi infatti i due campi magnetici si disallineano con conseguente bloccaggio del rotore.

L'avviamento del motore sincrono da fermo è sicuramente più complesso rispetto a quello del modello asincrono; Nonostante il motore a corrente continua sia un motore in grado di avviarsi da solo, la fase di avviamento può non essere tollerata dalla macchina in virtù delle forti correnti di spunto assorbite. È necessario dunque innescarlo utilizzando tecnologie aggiuntive:

- diminuendo la tensione di alimentazione per mezzo di una sorgente regolabile
- aumentando la resistenza del circuito tramite interpolazione di un reostato di avviamento tra l'alimentazione e il rotore. Quest'ultima soluzione però ha il difetto di dissipare potenza e quindi, nel caso di frequenti avviamenti, riduce il rendimento del sistema²⁰.

Una valida alternativa può essere quella di equipaggiare il motore sincrono con una gabbia di scoiattolo posizionata sopra le bobine del rotore. In fase di avviamento le bobine del rotore non vengono eccitate ma l'indotto si mette comunque in moto a causa dell'interazione del campo rotante statorico che induce elettricità nelle barre della gabbia di scoiattolo (esattamente come in un motore a induzione). Raggiunta la velocità di sincronismo vengono eccitate le bobine del rotore ed il sistema prende a funzionare come motore sincrono.

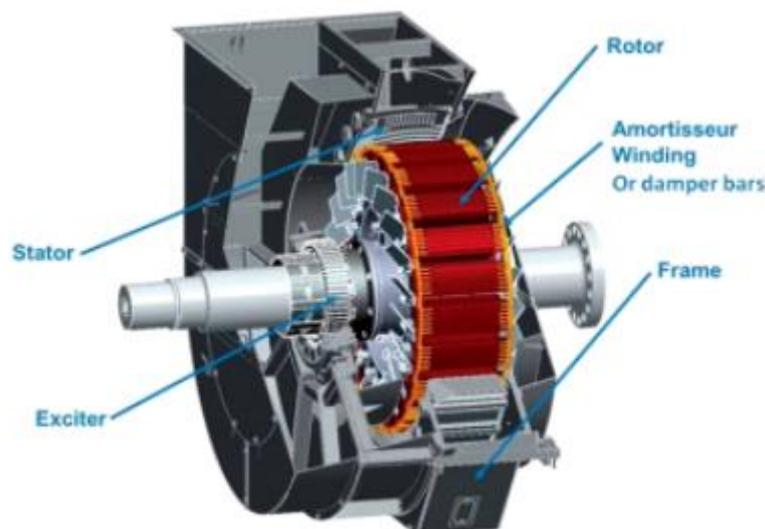


Immagine 8 – spaccato di un motore sincrono

La variazione di velocità (necessaria in funzione dei carichi applicati e delle prestazioni richieste), è ottenuta con l'utilizzo di un convertitore statico ovvero attraverso l'utilizzo di un inverter, il quale

²⁰ [19]

non solo trasforma la corrente continua di alimentazione (erogata per esempio da una batteria), in alternata ma è in grado di agire sulla frequenza e conseguentemente, in maniera proporzionale, sull'intensità del campo magnetico statorico.

In generale è proprio questa la tipologia di propulsore elettrico tra i più utilizzati in campo automobilistico: la Renault “Zoe”, ad esempio, monta un motore sincrono a magneti permanenti il cui rotore è costituito da un vero e proprio elettromagnete, alimentato attraverso contatti striscianti ad anelli.

3.3 Modellizzazione del Motore

Terminata la sintetica ma doverosa disquisizione tecnico/teorica sulle tipologie di propulsori elettrici esposta nel precedente capitolo, per procedere nel presente studio di ricerca è necessario operare una scelta sul tipo di propulsore utilizzabile e quindi da analizzare in maniera specifica ed approfondita. Sulla base delle preferenze fin ora operate dalle case automobilistiche, l'attenzione si è focalizzata su di un motore elettrico sincrono con magneti permanenti il quale a parità di prestazioni e caratteristiche tecniche (dati di targa), risulta non solo più compatto e performante rispetto a quello asincrono ma potendo operare anche come generatore viene sfruttato come tale nella fase di frenata rigenerativa per recuperare l'energia cinetica e ritrasformarla in energia elettrica da immagazzinare nella batteria; di contro (unica pecca negativa), risulta inevitabilmente più costoso rispetto alle altre tipologie di motore.

Di fatto, la scelta del tipo di propulsore elettrico utilizzato per questo documento non condiziona il metodo di ottimizzazione sviluppato in quanto (per come è stato considerato il modello del motore) l'algoritmo elaborato e spiegato in questo documento può essere applicato anche a veicoli equipaggiati con propulsori elettrici di tipo asincrono.

Il modello utilizzato per la simulazione del funzionamento del propulsore elettrico necessario per l'analisi di ottimizzazione sviluppata, si basa sullo studio energetico del “pacchetto motore”.

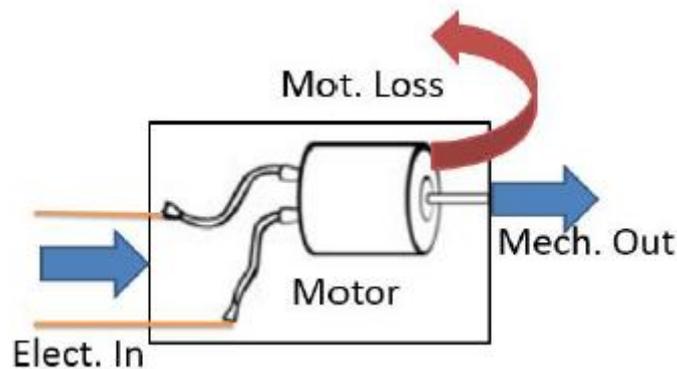


Immagine 9 – schematizzazione motore elettrico (black box) [10]

Esso viene considerato come un blocco indipendente che interagisce con il sistema attraverso scambi di potenze in ingresso ed in uscita: necessita infatti come dato di input il valore della potenza elettrica assorbita e restituisce come dato di output la potenza meccanica generata; a causa delle inevitabili perdite che avvengono durante la conversione da potenza elettrica a quella meccanica, quest'ultima risulta essere inferiore alla prima secondo la formula:

$$P_{in} = P_{el} = P_{mot} + P_{loss,TOT} \quad (1)$$

In cui:

- P_{in} - rappresenta la potenza generica in entrata
- P_{el} - indica la potenza elettrica
- P_{mot} - rappresenta la potenza meccanica
- $P_{loss,TOT}$ - costituiscono le inevitabili perdite dovuta alla trasformazione energetica

La potenza del motore può essere espressa attraverso la seguente formula:

$$P_{mot} = T_{mot} \cdot \omega_{mot} \quad (2)$$

Dove: " T_{mot} " rappresenta la coppia del motore espressa in Nm e " ω_{mot} " la velocità dello stesso espressa in rad/s .

Soffermandoci sulle due equazioni sopra riportate, risulta di semplice costruzione un grafico in grado di rappresentare tutte le possibili configurazioni di coppia/velocità con le quali un motore può lavorare; consideriamo inizialmente un motore generico e ne definiamo, su di un piano di lavoro, tali caratteristiche attraverso una coppia di assi cartesiani impostando sulle ascisse i valori di velocità e sulle ordinate quelli delle coppie motrici: il grafico risultante è rappresentativo di tutti i punti di lavoro possibili del motore che infatti si troveranno nella zona in cui la potenza generata risulta essere inferiore o uguale rispetto a quella nominale dello stesso motore.

Per comprendere quale forma caratterizza tale zona di lavoro e bene ragionare sulla coppia nominale; sappiamo che quest'ultima può variare da un valore 0 a quello massimo nominale esprimibile dal motore così come la velocità (dati di targa ufficiali resi pubblici dai costruttori). Supponendo di lavorare con coppia nominale costante è possibile variare il valore della velocità sino al punto in cui il prodotto della coppia costante per la velocità (espressa in rad/s) risulta uguale alla potenza nominale. La curva così ottenuta corrisponde ad una retta parallela all'asse delle ascisse. Rimanendo sempre nella condizione di coppia nominale costante, raggiunto il valore di velocità massima esprimibile dalla potenza nominale del motore è possibile aumentarne la velocità solo a discapito del valore della coppia che verrà inevitabilmente limitata dalla potenza nominale del motore²¹.

²¹ [20]

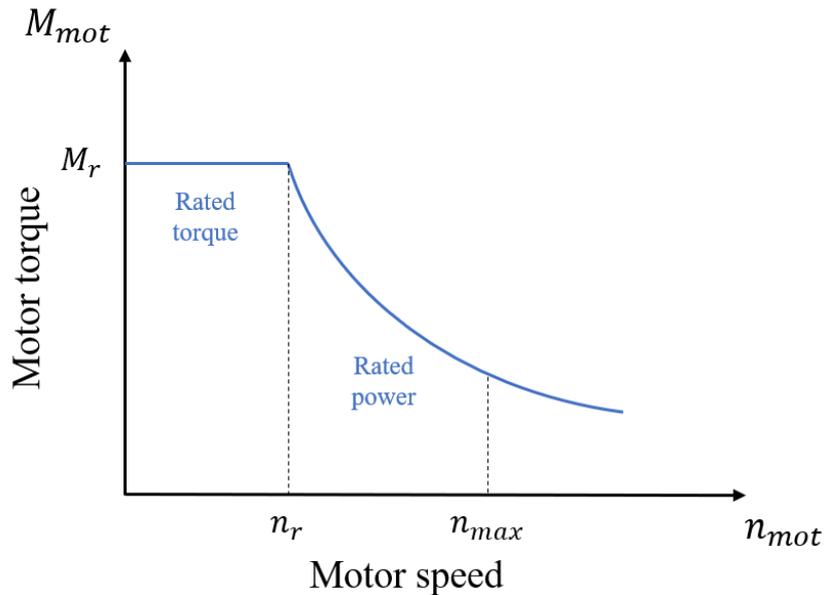


Immagine 10 – curva della coppia in uscita dal motore [20]

Il grafico che ne deriva definisce una curva (differentemente dalla precedente configurazione a coppia costante), caratterizzata da potenza costante; la formula in grado di rappresentarla, ricavata dalla precedente esprimendo la velocità in rpm, viene di seguito riportata:

$$T_{mot} = \frac{30 \cdot P_{mot}}{\pi \cdot \omega_{mot}} \quad (3)$$

La curva descritta dall'equazione è un'iperbole che, di fatto, rappresenta la zona di lavoro del motore a potenza costante. A mano a mano che si incrementa la velocità, la coppia si riduce sempre più fino a che il motore raggiunge la velocità massima possibile. L'insieme delle curve precedentemente descritte rappresentano la così detta "curva caratteristica del motore" e qualsiasi punto di lavoro del motore si trova al di sotto di essa.

Come inizialmente accennato, a causa delle inevitabili perdite endogene, la potenza meccanica restituita dal motore non sarà mai identica a quella elettrica assorbita. Qualsiasi punto di lavoro all'interno della curva caratteristica del motore sarà influenzato non solo dall'abbinamento coppia/velocità ma anche dal rendimento: caratteristica specifica ed intrinseca di ciascun motore. Per poter evidenziare le curve di isorendimento all'interno della curva caratteristica del motore, è necessario analizzare la potenza persa nel motore.

3.3.1 Potenza Persa

Le principali fonti di perdita di potenza all'interno di un motore elettrico possono essere suddivise in quattro principali tipologie²²:

- perdite nel rame
- perdite nel ferro
- perdite di resistenza al vento

²² [10]

- perdite non dipendenti dalla coppia e dalla velocità del motore

3.3.1.1 Perdite nel Rame

Queste perdite sono provocate dalla naturale resistenza sia dei fili di rame con cui sono realizzati gli avvolgimenti che dei materiali delle eventuali spazzole del motore; tali elementi, caratterizzati da specifica resistività, si oppongono al passaggio delle cariche elettriche causando il proprio riscaldamento e consumando così parte dell'energia della corrente che si dissipa in energia termica senza realizzare alcun lavoro. Sapendo che l'effetto riscaldante della corrente è proporzionale al quadrato dell'intensità della stessa si ottiene:

$$P_{loss,C} = I^2 \cdot R \quad (4)$$

In cui:

- I - corrente elettrica, espressa in A
- R - resistenza elettrica, espressa in Ω

In un motore CC, però, la corrente del rotore è direttamente proporzionale alla coppia prodotta:

$$I^2 \propto T^2 \quad (5)$$

per cui è possibile scrivere:

$$P_{loss,C} = k_c \cdot T^2 \quad (6)$$

dove k_c è un coefficiente che dipende dal flusso magnetico e dalla resistenza congiunta di spazzole e bobina. Nei motori più piccoli le perdite nel rame costituiscono la principale fonte di perdita del motore stesso.

3.3.1.2 Perdite nel ferro

La seconda grande fonte di perdita all'interno di un motore elettrico è rappresentata dalle “perdite nel ferro” la cui fonte è il movimento stesso dell'indotto; quest'ultimo (intendendo ogni sua singola parte), ruotando immerso nel campo magnetico statorico, durante un ciclo completo, incontra in sequenza il polo nord, il polo sud e nuovamente il polo nord (e così via per tutti i successivi giri). Pertanto durante la sua rotazione, pur rimanendo invariato il campo magnetico generale, quello visto da ogni parte del rotore è in continuo cambiamento. L'alternanza delle polarità rappresenta la causa di due principali fenomeni:

- La prima fonte di perdita viene denominata “perdita per isteresi magnetica”; si tratta di quell'energia impiegata e dispersa per il continuo allineamento e riallineamento dei dipoli magnetici e conseguente magnetizzazione/smagnetizzazione del ferro. In un ferro “magneticamente morbido” questa perdita dovrebbe essere molto piccola, ma non si riesce mai ad annullarla completamente.
- La seconda fonte di perdita è sviluppata dalle “perdite per correnti parassite”. Tale fenomeno è generato dall'induzione in quanto il campo magnetico variabile che attraversa il ferro del

rotore crea delle vere e proprie correnti che circolano nel metallo dell'indotto. Per tentare di ridurre al minimo il loro contributo, il rotore non viene realizzato come un unico corpo solido, ma assemblando compattando sottili fogli/lamine di metallo nella forma di rotore voluta. Ogni foglio è separato da quelli vicini mediante un sottile strato di vernice che aumentando considerevolmente la resistenza elettrica del ferro ne riduce notevolmente la circolazione delle correnti.

Queste perdite nel ferro sono direttamente proporzionali alla frequenza con la quale cambia il campo magnetico; infatti impiegando una frequenza alta si creerà un maggiore numero di magnetizzazioni/smagnetizzazioni del ferro con conseguenti maggiori perdite per isteresi; inoltre l'applicazione di una frequenza più elevata comporterà anche una superiore velocità di variazione del flusso magnetico, con conseguente creazione di maggiori correnti parassite. È logico intuire che la velocità di variazione del flusso magnetico e quindi la sua frequenza è direttamente proporzionale alla velocità del rotore, da cui:

$$P_{loss,I} = k_i \cdot \omega_{mot} \quad (7)$$

dove k_i è una costante. Questo coefficiente non dovrebbe essere considerato costante in quanto il suo valore viene influenzato dall'intensità del campo magnetico stesso che, come abbiamo evidenziato, è tutto fuorché costante; tuttavia nella maggior parte delle applicazioni si è trovato un valore unico che, con buona approssimazione, fornisce una accettabile indicazione delle perdite del ferro.

3.3.1.3 Perdite di resistenza aerodinamica

La terza forma di perdita di potenza è da attribuire alle inevitabili forze di resistenza aerodinamica causate dalla stessa rotazione dell'indotto. Non sembra, ma si possono rilevare di notevole importanza nel caso in cui si analizzasse un motore con ventola di raffreddamento.

Sapendo che la forza di resistenza al vento aumenta col quadrato della velocità, per poterne valutare l'entità in termini di potenza dissipata si utilizza la seguente formulazione:

$$P_{loss,w} = k_w \cdot \omega_{mot}^3 \quad (8)$$

Dove k_w è una costante che dipende dalla forma e dimensioni del rotore e dall'eventuale presenza di una possibile ventola di raffreddamento.

3.3.1.4 Perdite non dipendenti dalla coppia e dalla velocità del motore

Infine, si deve tenere conto di quelle perdite che si verificano anche a motore completamente fermo, quindi indipendenti dalla coppia e dalla velocità del motore. Queste perdite sono da attribuire non solo alla corrente necessaria per azionare il motore asincrono (nel caso di motore ad eccitazione separata, durante la prima fase di avviamento), ma anche alla corrente necessaria ad azionare i vari circuiti elettronici di controllo che funzionano in ogni momento.

$$P_{loss,costante} = C \quad (9)$$

Nel solo caso specifico di motore a magneti permanenti (quindi senza spazzole), questo genere di perdite risulta essere pari a zero.

Sebbene questi termini siano stati trovati analizzando un motore a corrente continua con spazzole, è importante notare che con buona approssimazione tutte le espressioni sono valide, per qualsiasi altro tipo di motore elettrico.

Combinando le espressioni precedentemente riportate si ottiene il valore totale della potenza persa:

$$P_{loss,TOT} = k_c \cdot T^2 + k_i \cdot \omega_{mot} + k_w \cdot \omega_{mot}^3 + C \quad (10)$$

I valori appropriati delle costanti che si trovano all'interno dell'espressione qui sopra riportata variano, come intuibile, da motore a motore e vengono derivati sperimentalmente. Purtroppo le stesse case produttrici preferiscono pubblicare, sotto forma di grafico cartaceo, solo la mappa dei rendimenti relativa ai propri motori. In assenza di ulteriori dati sperimentali è praticamente impossibile calcolare il valore della potenza persa se non applicando con buona approssimazione dei coefficienti "tipici" che James Larminie e John Lowry individuano per motori a magneti permanenti del tipo "Lynch", installabili su scooter elettrici, con i valori di seguito esposti²³:

$$k_c = 0.8; \quad k_i = 0.1; \quad k_w = 10^{-5}; \quad C = 20;$$

Per un motore del tipo senza spazzole, dotato di maggiore potenza e velocità, gli stessi consiglio l'utilizzo di altri valori:

$$k_c = 0.2; \quad k_i = 0.008; \quad k_w = 10^{-5}; \quad C = 400;$$

le equazioni precedentemente descritte rappresentano delle leggi create per avvicinarsi il più possibile ai valori reali delle perdite del motore; ma anche l'applicazione dei coefficienti sopra suggeriti rappresentano un'ulteriore e inevitabile approssimazione; pertanto in assenza di precisi dati ufficiali, Eli, Hampton e White²⁴ propongono di "sviluppare" l'equazione della perdita di potenza rapportando la coppia massima e la velocità massima del motore in esame con la coppia massima e la velocità massima del motore di riferimento di cui sono noti i 4 coefficienti sopra citati. Così facendo, si cerca di scalare il valore dei coefficienti incogniti del motore in modo da poterli adattare al caso in esame. Operando in tale direzione si ottiene:

$$P_{loss,scaled} = \left[\frac{T_{max} \cdot \omega_{max}}{T_{ref} \cdot \omega_{ref}} \right] \left[k_c T^2 \left(\frac{T_{ref}}{T_{max}} \right) + k_i \omega_{mot} \left(\frac{\omega_{ref}}{\omega_{max}} \right) + k_w \omega_{mot}^3 \left(\frac{\omega_{ref}}{\omega_{max}} \right)^3 + C \right] \quad (11.a)$$

Dove:

- T_{max} - coppia massima del motore in esame, espressa in Nm
- ω_{max} - velocità massima del motore in esame, espressa in rad/s
- T_{ref} - coppia massima del motore di riferimento, espressa in Nm
- ω_{ref} - velocità massima del motore di riferimento, espressa in rad/s
- T - coppia con la quale calcolare la potenza dissipata, espressa in Nm

²³ [21]

²⁴ [13] [22] [23] [24] [25]

- ω_{mot} - velocità del motore con la quale calcolare la potenza dissipata, espressa in rad/s

Courteny Alex Tamaro²⁵ suggerisce di utilizzare al posto della coppia e della velocità max le rispettive coppie e velocità nel punto di lavoro in cui si ha il passaggio da funzionamento a coppia costante a quello con potenza costante. La formula sopra esposta diventa:

$$P_{loss,scaled} = \left[\frac{T_{base} \cdot \omega_{base}}{T_{ref} \cdot \omega_{ref}} \right] \left[k_c T^2 \left(\frac{T_{ref}}{T_{max}} \right) + k_i \omega_{mot} \left(\frac{\omega_{ref}}{\omega_{base}} \right) + k_w \omega_{mot}^3 \left(\frac{\omega_{ref}}{\omega_{base}} \right)^3 + C \right] \quad (11.b)$$

Dove:

- ω_{base} - massima velocità del motore in grado di raggiungere la coppia massima, espressa in rad/s
- T_{base} - coincide con T_{max} del motore in esame, espressa in Nm

Concludendo: per la stesura della tesi, nel caso purtroppo consueto di assenza dei coefficienti specifici del motore esaminato, si è scelto di utilizzare la formula (11) anche se le due opzioni risultano praticamente equivalenti.

²⁵ [10]

4. LA TRASMISSIONE

4.1 Il Layout

La trasmissione con sistema di trazione a due velocità in esame è costituita essenzialmente da una serie di frizioni che precedono un treno di ingranaggi; le due frizioni sono dotate di un tamburo comune collegato all'albero del motore mentre le piastre di attrito si innestano in modo indipendente rispettivamente alla prima e alla seconda marcia.

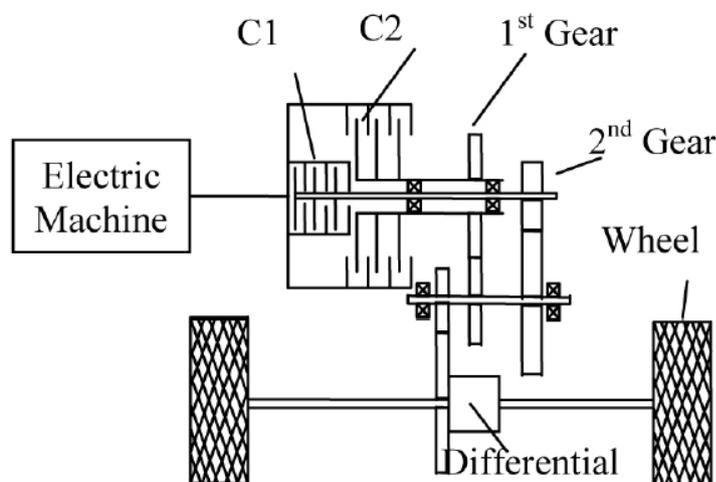


Immagine 11 – schema di trasmissione con doppia frizione a due velocità [7]

La figura sopra riportata, presenta un gruppo propulsore elettrico con sistema di trazione centralizzato a due velocità essenzialmente costituito da: motore, gruppo di frizioni accoppiate, gruppo trasmissione ad ingranaggi, differenziale e albero motore connesso alla coppia di ruote dell'asse. Il cambio marcia è quindi realizzato e controllato unicamente mediante l'azionamento della doppia frizione; inoltre, contrariamente ai cambi installati sui classici propulsori a combustione interna, non sono necessari particolari meccanismi dedicati come ad esempio l'ingranaggio idoneo all'innesto della retromarcia in quanto nei motori elettrici è sufficiente invertire la sequenza di due delle tre fasi di alimentazione per ottenere l'inversione di direzione di marcia. È facilmente intuibile come tale configurazione sia caratterizzata da un'architettura semplice e funzionale che ne rappresenta l'effettivo punto di forza e congiuntamente ai pregi precedentemente descritti, lo ha reso oggetto dell'analisi successivamente sviluppata.

4.2 Mappa del Cambio

Come già descritto precedentemente (capitolo 2), applicare un cambio a due velocità in un EV senza svilupparne una logica di controllo (in grado di gestirne con efficienza l'alternanza delle marce), non ha senso in quanto è grazie al rispetto della "legge del cambio" che il motore, tramite lo stesso, riesce a lavorare in maniera costante nelle zone di rendimento massimo in base alla convenienza di utilizzo delle due marce.

Tale controllo dipende sia dall'angolo di accelerazione (quindi in funzione della coppia generata), sia dalla velocità espressa in tale momento dal veicolo stesso.

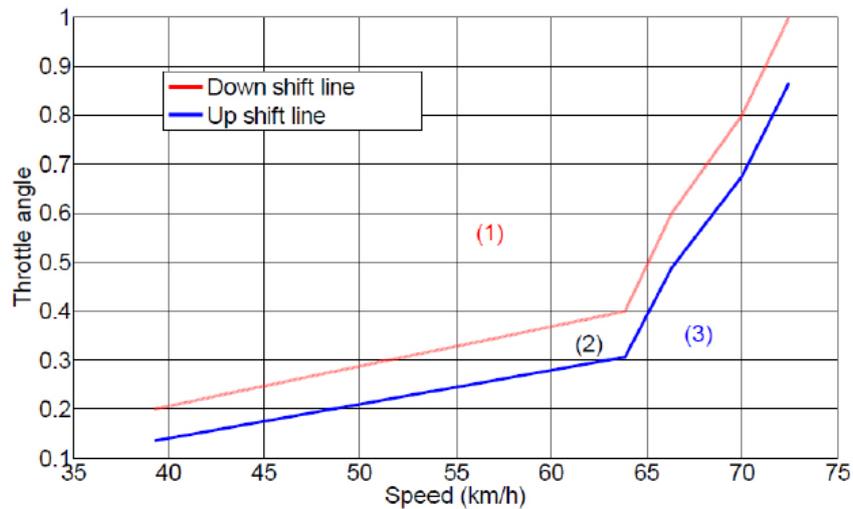


Immagine 12 – tipico grafico rappresentativo di una legge del cambio applicata ad un veicolo equipaggiato con cambio a due veloci [7]

Con riferimento alla figura sopra riportata è evidente la presenza di due curve caratteristiche di cui: una indica il passaggio “in salita” dalla 1° alla 2° marcia, l'altra il passaggio inverso “in discesa” dalla 2° alla 1° marcia. La logica di cambio applicata ad una trasmissione a due velocità (come suggerita da Xingxing Zhou, Paul Walker and Nong Zhang)²⁶ è espressa nei seguenti punti:

1. Per ogni “percentuale di potenza disponibile” possono essere individuati due punti di cambio marcia: uno indicante la condizione di coppia/velocità alla quale si ha il cambio alla marcia superiore e l'altro indicante la condizione di coppia/velocità alla quale si ha il cambio alla marcia inferiore.
2. Si confronta la velocità effettiva istantanea del veicolo con le due velocità individuate al precedente punto (1).
3. Con riferimento alla figura (12) per la logica di cambio alla marcia superiore, se la velocità effettiva del veicolo è superiore alla velocità di cambio (ovvero se si oltrepassa la linea di marcia superiore dalla zona due alla zona tre), verrà selezionata la seconda marcia.
4. Per la logica di cambio alla marcia inferiore o “scalata”, allo stesso modo, se la velocità effettiva del veicolo è inferiore alla velocità di “scalata” (ovvero se si oltrepassa la linea di marcia inferiore dalla zona due alla zona uno), verrà selezionata la prima marcia.
5. In presenza di episodi di frenata, si segue una logica simile a quella descritta nel precedente punto (4) in modo tale che se la velocità del motore si rivela troppo bassa viene selezionato il rapporto più alto.
6. Se il veicolo si trova nella fase di avviamento con partenza da fermo, la mappa del cambio viene ignorata e viene impostata direttamente la prima marcia.

²⁶ [7]

5. LA BATTERIA

5.1 Generalità

Nei capitoli precedenti ci siamo già soffermati nel descrivere le caratteristiche peculiari della vasta gamma di veicoli elettrici proposti e messi a disposizione del mercato internazionale; un'ultima considerazione va aggiunta sia nel caso si tratti di veicoli ibridi, sia nel caso di totalmente elettrici: la batteria rappresenta l'unico elemento fondamentale dedicato all'accumulo dell'energia (vero e proprio serbatoio di stoccaggio del "carburante elettrico") che vanta il non indifferente primato di risultare il componente dell'intera vettura gravato da maggior costo, peso e volume. Proprio per questo motivo, la scelta progettuale di tale componente è di cruciale importanza per definire le caratteristiche prestazionali dell'intera struttura in termini dinamici ed economici.

5.2 Descrizione funzionale

La batteria (o accumulatore) è composta da due o più celle elettriche le cui polarità sono opportunamente collegate tra loro. Le celle, praticamente dei contenitori, vengono riempite con un elettrolita nel quale sono immersi gli elettrodi che possono presentare polarità positiva o negativa; elettrodi ed elettrolita, sottoposti ad un flusso elettrico, sviluppano una reazione chimica attraverso la quale è possibile immagazzinare energia successivamente restituibile per alimentare il propulsore elettrico. Per la possibilità di essere sottoposte a svariati cicli di carica/scarica, vengono denominate batterie ricaricabili; il prototipo per antonomasia, utilizzato nella stragrande maggioranza delle applicazioni, è la così detta "batteria al piombo acido"; tuttavia lo sviluppo sempre più spinto, conseguito negli ultimi anni nel campo della trazione elettrica, ha permesso la realizzazione di una nutrita serie di batterie alternative diversificate sia per quel che riguarda la composizione degli elettrodi (la maggior parte), sia per la particolare composizione/consistenza dell'elettrolita; sul mercato è possibile reperire batterie ricaricabili principalmente di tipo: "nichel-ferro", "nichel-cadmio", "polimero di litio", "zolfo di sodio" e "cloruro di sodio metallico"²⁷.

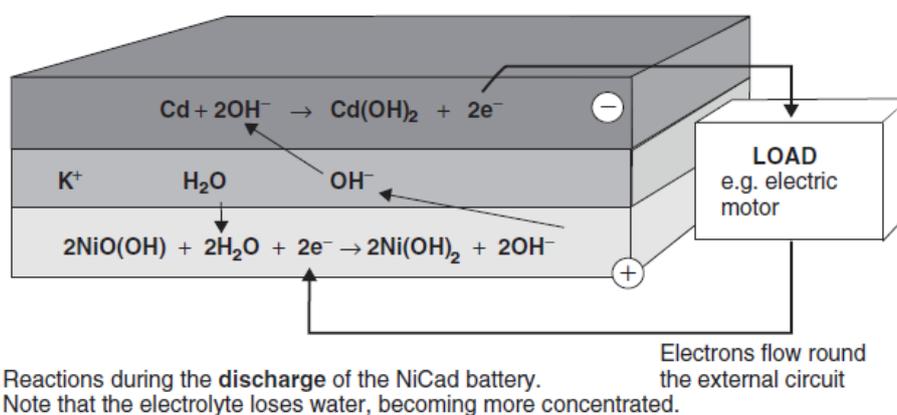


Immagine 13 – rappresentazione delle reazioni durante la scarica di una tipica cella di nichel-cadmio. Le reazioni sono invertite durante la carica [21]

²⁷ [21]

Dal punto di vista del progettista, la batteria può essere vista come una sorta di “scatola nera” dalla quale, analizzando i dati di input/output, è possibile ricavare una serie di parametri caratteristici atti a determinarne le prestazioni. Tali parametri possono includere: energia specifica, densità di energia, capacità di accumulo energetico, temperatura e tensione di esercizio, tasso di auto-scarica e di ricarica nonché numero di cicli di vita possibile.

La scelta della batteria non può essere operata solo ed esclusivamente ragionando in termini di prestazioni del veicolo ma anche tenendo conto di altri fattori che riguardano:

- possibili rischi per l’incolumità del conducente derivante da eventuali sinistri stradali.
- pericolosità dei prodotti chimici utilizzati nei confronti dell’ambiente in caso di sversamento.
- smaltimento delle batterie esauste di solito altamente inquinanti; sotto quest’ultimo aspetto sta sempre più prendendo piede il riciclaggio delle stesse.

Un possibile layout relativo al flusso energetico, per un veicolo elettrico, è rappresentato dai seguenti componenti: batteria ricaricabile, motore elettrico e controller. La batteria viene normalmente ricaricata attraverso la rete di distribuzione elettrica per mezzo di un carica batterie dedicato.

Durante la marcia il controller gioca un ruolo d’importanza fondamentale nella dinamica del veicolo; infatti esso controlla sia la potenza fornita al motore (di conseguenza la velocità del veicolo stesso), che quella da esso generata (quando si comporta da alternatore durante le frenate). Il controller funzionante in questo modo viene definito “controller a quadranti”. Lo sfruttamento della “frenata rigenerativa” nei veicoli elettrici, risulta essere molto conveniente non solo per il recupero di energia, ma anche per la peculiarità di essere esente da attrito.

5.3 Modellazione della batteria

Per i calcoli che andranno affrontati in questo studio, la scelta della batteria da prendere in considerazione non comporta criticità sull’algoritmo risolutivo in via di sviluppo. Come riportato precedentemente, dal punto di vista della modellazione, la batteria sarà analizzata come un “black box” (scatola nera), della quale ci interesserà valutare, di volta in volta, solo determinati valori in uscita o in ingresso: in base alla potenza meccanica richiesta o generata dal motore, la batteria fornirà o riceverà una certa quantità di potenza elettrica che andrà inevitabilmente a variare lo stato di carica della stessa.

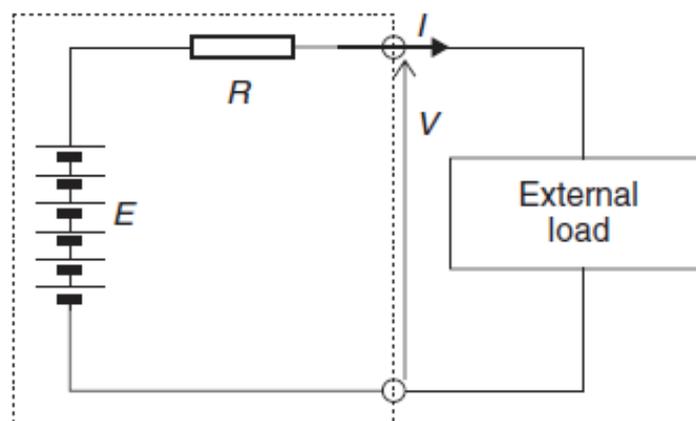


Immagine 13 – modello elementare di circuito equivalente rappresentativo di una batteria. In questo specifico caso si ha una batteria composta da 6 celle [21]

Poiché all'interno dell'algoritmo verranno sviluppati calcoli iterativi simulanti la dinamica di un veicolo elettrico sottoposto ad un prestabilito tragitto normato, è importante definire un valore in grado di rappresentarne lo stato di carica con il trascorrere del tempo. Il calcolo dello stato di carica "SOC" (State of Charge) è un processo iterativo che dipende sia dalla potenza richiesta dal motore (nel caso di scarica energetica delle batterie), che dalla potenza fornita dalla frenata rigenerativa (caso di ricarica energetica delle batterie); può essere definito come²⁸:

$$SOC = \frac{CAP_{MAX} - CAP_{USED}}{CAP_{MAX}} \quad (12)$$

In cui:

- La CAP_{MAX} - capacità della batteria allo stato iniziale. Essa, in generale, non viene mai assunta pari al 100% ma al 90% (verrà spiegato il motivo successivamente)
- La CAP_{USED} - capacità utilizzata/rigenerata in un determinato arco di tempo dal motore/generatore.

La tensione ai capi della batteria e la sua resistenza elettrica non sono costanti durante l'intero processo di carica o di scarica della stessa ma possono essere valutate, di volta in volta, attraverso l'utilizzo di grafici dedicati che ne descrivono i valori in base all'entità del SOC istantaneo. In generale le particolari curve che ne evidenziano il fenomeno sono molto simili tra le varie batterie in commercio differenziandosi unicamente per i valori di tensione e resistenza. Nella figura di seguito esposta ne è riportato un esempio²⁹:

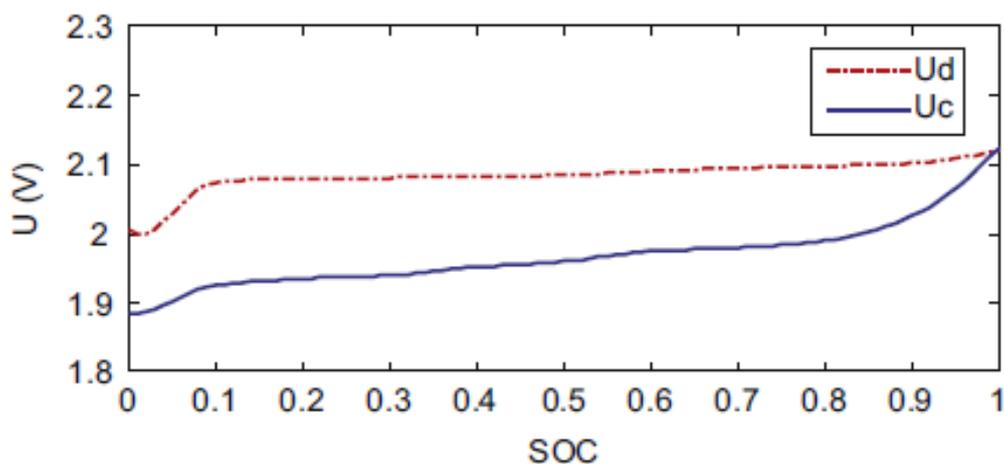


Immagine 14 – variazione della tensione della batteria in funzione dell'SOC (U_d è la tensione in fase di scarica, U_c è la tensione in fase di carica) [26]

²⁸ [7]

²⁹ [26]

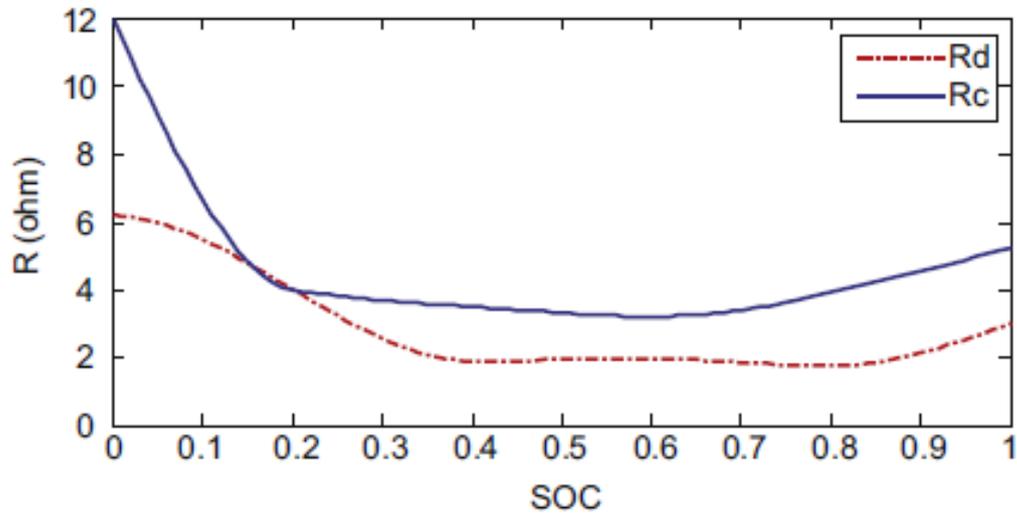


Immagine 15 – variazione della resistenza interna della batteria in funzione dell’SOC (R_d è la resistenza in fase di scarica, R_c è la resistenza in fase di carica) [26]

Nel grafico (14) è possibile individuare una zona di lavoro i cui valori SOC sono compresi tra 0,9 e 0,1. In tale zona sia la tensione sia la resistenza elettrica, con buona approssimazione, possono essere considerati costanti. Visto e considerato che i grafici relativi alla variazione di tensione e resistenza elettrica della batteria sono informazioni non necessarie per la progettazione e lo sviluppo di macchinari, in generale le aziende produttrici non sempre forniscono questi specifici dati. Si è deciso dunque di operare in un campo di lavoro in cui tensione e corrente elettrica risultano essere pressoché costanti; tale zona di lavoro risulta essere abbastanza verosimile, in quanto difficilmente si arriva ad operare con una batteria residua al di sotto del 10% o con carica superiore al 90%. Si ribadisce il fatto che si tratta sicuramente di un’approssimazione che comunque non va ad influire, se non in maniera minima, sul modello sviluppato.

6. SFORZO DI TRAZIONE

Per proseguire con il presente studio, la prima cosa da fare è la creazione di un modello in grado di schematizzare il funzionamento di un generico veicolo elettrico e riprodurlo sotto forma di equazione. Attraverso di esso potrà essere calcolata (sulla base di vari dati di ingresso) lo sforzo di trazione necessario alla movimentazione dell'automezzo. Quest'ultimo, in sostanza, equivale alla forza che il propulsore deve sviluppare per contrastare e vincere la somma delle forze resistenti applicate al veicolo e che trasferita a terra per mezzo delle ruote motrici ne consente lo spostamento.

Quindi l'operazione che andremo a sviluppare è quella di schematizzare l'autovettura attraverso il modello del "corpo libero":

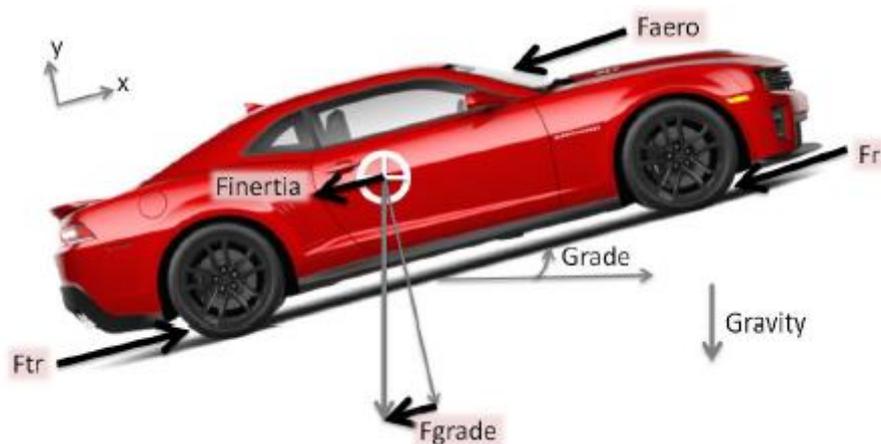


Immagine 16 – Diagramma di corpo libero [10]

si prenda in esame un veicolo avente massa "m", che procede ad una certa velocità "v" lungo un tratto di strada con un angolo di inclinazione "alfa", lo sforzo che spinge in avanti il veicolo deve vincere, in ogni istante, le seguenti forze applicate:

- Forza di resistenza al rotolamento
- Forza di resistenza aerodinamica
- Forza necessaria per superare la componente della forza peso che agisce lungo il pendio
- Forza di inerzia dovuta all'accelerazione del veicolo, nel caso di velocità non costante

Nei capitoli successivi si analizzerà singolarmente ognuna delle forze sopraelencate al fine di studiarne la natura e valutarne l'impatto sulla forza resistente totale.

6.1 Forza di resistenza al rotolamento

La forza di resistenza al rotolamento è una forza che agisce in direzione opposta a quella del moto durante il rotolamento dello pneumatico. Questa forza resistente scaturisce dal fatto che in natura non esistono corpi perfettamente rigidi, per cui zone di aderenza tra pneumatico e asfalto producono delle

deformazioni locali. I corpi, si comportano in modo anelastico tendendo a conservare una parziale deformazione residua anche quando cessa la causa che l'ha provocata. Quindi la resistenza al rotolamento non è causata soltanto dagli urti tra le rispettive asperità superficiali ma scaturisce essenzialmente dalle perdite per isteresi degli stessi pneumatici. C'è da dire che, una minima deformazione viene subita anche dai cuscinetti dell'albero motore.

La resistenza al rotolamento è approssimativamente costante, poco dipendente dalla velocità assunta dal veicolo e direttamente proporzionale al peso dell'autovettura e può essere espressa attraverso la formula:

$$F_{r,rot} = \mu_{rr} \cdot m \cdot g \quad (13)$$

In cui μ_{rr} è il coefficiente di resistenza al rotolamento. I fattori da cui dipende quest'ultimo coefficiente sono sostanzialmente due: il valore di pressione a cui è sottoposto lo pneumatico e il tipo di pneumatico stesso (la sua natura intrinseca). Il suo valore può essere valutato sperimentalmente trainando un veicolo ad una velocità relativamente bassa e misurando la forza necessaria per realizzare tale attività. I valori tipici del coefficiente di resistenza al rotolamento sono: 0,015 per pneumatici del tipo a tele radiali e può raggiungere un valore di 0,005 nel caso di pneumatici appositamente progettati per essere montanti sulle macchine elettriche.

Nel caso in cui il veicolo in esame si trovi a percorrere un manto stradale caratterizzato da una pendenza α rispetto all'orizzonte, bisogna tenerne conto considerando la componente peso del veicolo che agisce lungo la perpendicolare alla direzione di marcia. La formula diventa:

$$F_{r,rot} = \mu_{rr} \cdot m \cdot g \cdot \cos \alpha \quad (14)$$

6.2 Forza di resistenza aerodinamica

La forza di resistenza aerodinamica è causata dall'attrito che si viene a creare tra il veicolo, mentre acquista una certa velocità, e le particelle di aria che colpiscono lo stesso durante il moto; è intuitivo constatarne la dipendenza dalla superficie frontale del veicolo stesso (più è grande e più particelle d'aria si scontreranno con la scocca dell'autovettura in movimento) e più in generale dalla forma che il veicolo stesso possiede. La sua formulazione può essere espressa nel seguente modo:

$$F_{r,aero} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot C_d \cdot v^2 \quad (15)$$

Nella quale vengono definiti:

- ρ - rappresenta la densità dell'aria che è variabile in funzione di temperatura, pressione e altitudine tipiche della zona in cui vengono rilevate; anche l'umidità può dare il suo contributo essendo in grado di provocare fluttuazioni del valore finale. Per l'elaborazione dei calcoli del presente lavoro è stato scelto il valore standard di $1,225 \text{ kg/m}^3$; si tratta di una buona e ragionevole approssimazione al punto di poter essere utilizzata nella maggior parte dei casi.
- A - area frontale del veicolo in esame espressa in m^2
- C_d - costante chiamata "coefficiente di resistenza aerodinamica" che dipende inevitabilmente dalla forma del veicolo ed il cui valore tipico è 0,3. Contrariamente alle macchine azionate con motori a combustione interna, quelle con motore elettrico

esibiscono caratteristiche vantaggiose dal punto di vista aerodinamico; infatti non avendo bisogno di condotti per l'aria di raffreddamento e tubazioni sotto la pancia del veicolo, esprimono maggiore flessibilità nella scelta del posizionamento dei vari componenti principali; pertanto in alcuni modelli è stato possibile raggiungere forme più sinuose consentendo un abbassamento del coefficiente fino a valori caratteristici come 0,19. Discorso a parte per veicoli come gli autobus, che per conformazione sono gravati da un coefficiente tipico uguale a circa 0,7.

- v - velocità del veicolo espressa in m/s

6.3 Forza di resistenza alla salita

La forza di resistenza alla salita, anche detta “forza di pendenza” (dall’inglese “climbing force”), è quella che il veicolo in esame deve vincere quando si muove in un percorso stradale caratterizzato da una pendenza rispetto all’orizzonte, e quindi praticamente in salita. La forza di pendenza infatti è causata dalla componente peso del veicolo che agisce lungo la direzione di marcia ed è esprimibile attraverso la formula:

$$F_{r,sal} = m \cdot g \cdot \sin \alpha \quad (16)$$

Dove:

- g - accelerazione di gravità
- α - l'angolo di pendenza che di solito difficilmente viene indicato sulle mappe nei vari percorsi, preferendo in alternativa la pendenza percentuale; quest’ultima può essere convertita in angolo di pendenza α con la formula:

$$\alpha = \tan^{-1} \left(\frac{\text{pendenza \%}}{100} \right) \quad (17)$$

Da sottolineare che, nel caso di guida in discesa, il valore della forza di resistenza alla salita risulterebbe negativo.

6.4 Forza di inerzia

Se la velocità del veicolo cambia durante la marcia, sarà necessario applicare una forza aggiuntiva alle formule sopra elencate. Questa forza fornirà l’accelerazione lineare del veicolo, seguendo la seconda legge di Newton.

Tuttavia, per creare un modello sempre più accurato, non possiamo considerare soltanto la forza necessaria per accelerare il veicolo linearmente, ma anche quella necessaria per far girare più velocemente le parti rotanti; infatti non solo si deve considerare l’inerzia della massa vera e propria, ma forzatamente anche quella rotazionale presente in tutti gli elementi rotanti del copro rigido. Mentre il calcolo della massa inerziale del veicolo non crea molti problemi, quello relativo alla “massa inerziale rotazionale” richiede delle prove specifiche da realizzare necessariamente sul veicolo in esame e non sempre i costruttori sono inclini ad eseguirle. Analizzando i dati sperimentali, si è potuto constatare come la massa inerziale rotazionale sia circa il 4-8% della massa totale del veicolo³⁰; per

³⁰ [27] [28]

questo motivo, nei casi in cui questo dato non fosse noto, si è deciso di approssimarlo nel range qui sopra riportato

Quindi, considerando una massa inerziale totale come la somma della massa del veicolo più la massa inerziale rotazionale si ottiene:

$$m_i = \delta \cdot m \quad (18)$$

Dove δ è il coefficiente di inerzia rotazionale che tiene conto dell'aumento del 4% della massa del veicolo corrispondente all'incremento costituito dalla massa inerziale rotazionale ed equivalente quindi ai valori tipici di 1,04-1,08. La forza d'inerzia dunque viene espressa dalla seguente formula:

$$F_{r,inerz} = \delta \cdot m \cdot \frac{dv}{dt} \quad (19)$$

Dove dv/dt è l'accelerazione del veicolo e m è la massa dello stesso.

È da notare come il valore della forza di inerzia appena ricavata risulta negativo nel caso in cui il veicolo sta rallentando.

6.5 Sforzo di trazione Totale

lo sforzo di trazione totale è ottenuto dalla somma tra le precedenti principali relazioni elaborate:

$$F_{traz,TOT} = F_{r,rot} + F_{r,aero} + F_{r,sal} + F_{r,inerz} \quad (20)$$

7. CAMPI DI ESISTENZA RAPPORTI DI TRASMISSIONE

7.1 Generalità sui metodi di ottimizzazione

Come già accennato in altre sezioni di questo lavoro, scopo della presente è la realizzazione di un algoritmo risolutivo in grado di elaborare l'ottimale combinazione di coppie di ingranaggi per un cambio a due velocità da accoppiare ad un propulsore elettrico, capace di migliorare le caratteristiche prestazionali del veicolo su cui è installato. La variegata richiesta del mercato (estetica a parte), si concentra su semplici ma precise opzioni prestazionali del mezzo: capacità di carico, velocità massima raggiungibile, brillantezza ed aggressività, consumi ed autonomia o un'adeguata mediazione fra tutte o parte di esse. Necessita quindi stabilire le caratteristiche essenziali del sistema propulsore-veicolo, volendo realizzare il miglior compromesso di ottimizzazione in funzione dello specifico utilizzo.

Sappiamo che l'obbiettivo delle trasmissioni a più marce in generale ed in particolare di quelle dedicate a veicoli con trazione elettrica, è di ottenere le migliori prestazioni di guida; andando nello specifico è evidente che le impostazioni progettuali cambino drasticamente se consideriamo ad esempio una vettura ideata per competizioni automobilistiche (quindi caratterizzata non solo dalla necessità di esprimere la massima accelerazione nel minor tempo possibile ma anche di poter usufruire di elevata velocità di punta) o consideriamo un autobus la cui peculiarità è di esprimere la migliore configurazione propulsiva in grado di generare più coppia possibile a discapito della velocità (e soddisfare in tal modo le più disparate configurazioni di carico: più persone vengono trasportate maggiormente gravosa risulterà la richiesta di coppia).

Come facilmente intuibile, la configurazione ottimale per un determinato obbiettivo può non coincidere con quella ottimale di un altro; pertanto è necessaria una loro reciproca armonizzazione, figlia di vari compromessi opportunamente selezionati ed in grado di soddisfare le varie esigenze di progetto.

L'algoritmo, sviluppato con l'utilizzo del programma "MATLAB", si propone come scopo specifico l'ambizioso progetto di potersi cimentare con la più vasta gamma possibile di veicoli elettrici, individuando la migliore configurazione di ingranaggi per un cambio a due velocità dedicato; lo stesso elabora la soluzione ottimale interagendo con complessi e ripetitivi calcoli, tra le varie e più disparate esigenze o condizioni progettuali. Ne risulta un utilizzo snello e rapido in cui, attraverso l'impiego di pochi dati facilmente reperibili, si ottengono risultati validi risparmiando una notevole mole di tempo e lavoro.

Allo scopo di snellirne la struttura, senza inficiarne la validità dei risultati, sono state prese in considerazione, quali cardine del programma, due tipologie di ottimizzazione: una economico-energetica, l'altra dinamico-prestazionale.

7.1.1 Metodo di ottimizzazione economico-energetica

La limitata autonomia intrinseca degli EV (rappresentato dalle batterie come già in precedenza accennato), costituisce il maggiore ostacolo da superare nell'intento di soppiantare l'utilizzo dei propulsori a combustione interna.

A partire da tale motivazione, la scelta è ricaduta su tale ottimizzazione in quanto rappresenta uno dei più grossi problemi ancora insoluti nel settore degli EV nonostante i passi da gigante conseguiti dalla tecnologia negli ultimi anni. È comprovato che nella trazione elettrica, l'utilizzo di cambi a più velocità, alternativi a quelli mono-marca, consente un importante risparmio dell'energia erogata dalla batteria^{31,32}. Pertanto tale ottimizzazione persegue l'obiettivo di calcolare la migliore configurazione di ingranaggi per ottenere il massimo risparmio energetico in termini di consumi per unità di tragitto percorso dall'automezzo. Sarà quindi generata una "funzione obiettivo" rappresentante il consumo del veicolo sulla base di un tragitto tipico stabilito dalla normativa; le uniche variabili in gioco sono le "coppie di rapporti di riduzione" degli ingranaggi del cambio a due velocità. Il minimo di questa funzione rappresenta la configurazione ottimale per ottenere il valore massimo di SOC residuo.

7.1.2 Metodo di Ottimizzazione dinamica-prestazionale

La decisione di scegliere questo secondo tipo di analisi, risponde a due precise motivazioni che esulano dall'aspetto energetico del veicolo ma che animano le fantasie o l'orgoglio dei possibili acquirenti.

La prima considerazione da fare riguarda l'aspetto puramente tecnico: l'architettura di un cambio a due velocità, in grado di valorizzare i picchi di accelerazione e la massima velocità raggiungibile, manifesta l'intenzione di voler sfruttare nel minor tempo possibile la maggior potenza disponibile: caratteristica ricercata da gran parte degli utenti.

La seconda considerazione è dettata da un aspetto puramente commerciale: anche se le comuni autovetture non nascono con l'obiettivo di essere utilizzate in competizioni automobilistiche, migliori prestazioni in fase di accelerazione attraggono psicologicamente l'interesse di eventuali compratori in quanto sinonimo della risposta del veicolo alle richieste del guidatore.

Entrambe le motivazioni portano ad una configurazione di cambio che risulta essere logicamente antitetica rispetto a quella che anima l'ottimizzazione precedentemente sviluppata in cui si cerca di risparmiare più energia possibile.

Scopo specifico della seconda ottimizzazione dunque è la ricerca dell'ottimale configurazione di ingranaggi del cambio allo scopo di ottenere la miglior risposta del veicolo (in termini di tempo impiegato), con partenza da fermo, per raggiungere la velocità di 100km/h.

Anche in questo caso la soluzione è stata individuata e raggiunta con la realizzazione di una "funzione obiettivo" con la quale le uniche variabili in gioco sono rappresentate dalle coppie di rapporti di riduzione degli ingranaggi del cambio a due velocità; sta proprio nel minimo di questa funzione la rappresentazione della migliore configurazione in grado di ottenere l'obiettivo sopra indicato.

7.2 Ricerca dei campi di esistenza

Elemento comune alle due tipologie di ottimizzazioni precedentemente descritte, necessaria per lo sviluppo di entrambe, è quella di poter individuare i relativi "campi di esistenza" dei rapporti di trasmissione delle marce in gioco;

³¹ [29]

Come suggerito da Ehsani, Mehrdad e Al³², la trasmissione del veicolo deve garantire rapporti, tra la velocità in uscita dal motore e la velocità delle ruote stesse, tali da consentire al veicolo di eseguire le seguenti principali mansioni:

- Muoversi in condizioni difficili/critiche
- Raggiungere la velocità massima richiesta (eventualmente ipotizzata in fase di progetto)
- Operare nelle zone di risparmio di carburante indicate nella mappa delle prestazioni del motore

Quindi, è importante scegliere i rapporti di trasmissione più idonei a garantire i requisiti precedentemente esposti.

Per uniformità con la norma, si è definito come “rapporto di trasmissione” il rapporto tra:

$$i = \frac{\omega_{in}}{\omega_{out}}$$

In cui:

- ω_{in} - velocità angolare del pignone
- ω_{out} - velocità angolare della ruota condotta

Allo stesso modo, si può definire il “rapporto di ingranamento” come:

$$j = \frac{\omega_{out}}{\omega_{in}}$$

Per un veicolo elettrico dotato di un cambio a due velocità, il rapporto della 1° marcia viene utilizzato principalmente per soddisfare le così dette prestazioni dinamiche più gravose del veicolo, come, ad esempio, nella capacità di movimento su piani avente un angolo di inclinazione, il cui valore massimale viene definito a priori in fase di progetto. Il rapporto di trasmissione relativo alla 2° marcia viene utilizzato principalmente non solo per consentire al motore di lavorare in zone ad alta efficienza (con conseguenze importanti per quanto riguarda l'economicità energetica), ma anche per permettere al veicolo di raggiungere il valore di velocità massima definita dal progetto.

Andando ad approfondire l'analisi nel dettaglio:

il valore minimo del rapporto di 1° marcia per basse velocità può essere elaborato stabilendo che lo stesso debba consentire il movimento del veicolo nelle condizioni in cui si trovi ad affrontare un manto stradale caratterizzato dalla pendenza massima precedentemente definita in sede di progetto. Inoltre la velocità in salita è da considerare costante ed anch'essa fissata in sede progettuale. Tenendo conto di tali informazioni, il rapporto minimo ammissibile per la 1° marcia viene così definito:

$$i_{1st,min} = \frac{r_t \cdot \left[m_V \cdot g (f_R \cdot \cos \varphi + \sin \varphi) + \frac{1}{2} \cdot C_D \cdot \rho \cdot A_V \cdot v^2 \right]}{T_{EM} \cdot \eta_{PT}} \quad (21)$$

³² [7]

In cui:

- r_t - il raggio della ruota del veicolo considerato espressa in m
- m_V - massa del veicolo espressa in kg
- g - accelerazione di gravità, espressa in $kg\ m/s^2$
- f_R - coefficiente di attrito volvente
- φ - inclinazione massima della strada espressa in gradi
- C_D - coefficiente di resistenza aerodinamica
- ρ - densità dell'aria espressa in kg/m^3
- A_V - superficie frontale del veicolo espressa in m^2
- v - velocità del veicolo espressa in m/s
- T_{EM} - coppia nominale del motore espresso in $N \cdot m$
- η_{PT} - rendimento di trasmissione

Alcuni costruttori, invece di considerare l'intero peso del veicolo agente sull'asse di trazione, per i calcoli ne utilizzano soltanto una percentuale che varia dal 55% al 85% (tale scelta deriva dal fatto che effettivamente il peso dell'automezzo, con buona approssimazione, si suddivide in modo quasi equivalente sugli assi del veicolo stesso, scaricandosi al suolo attraverso le ruote)³³. In generale, in questa parte di calcolo, sarà sempre considerata una percentuale dell'intera massa del veicolo compresa tra gli intervalli sopra esposti.

Per come definito $i_{1st,min}$ si pone in posizione antitetica rispetto alla condizione in grado di ottenere la velocità massima raggiungibile. Per garantire tale condizione si può definire il rapporto di trasmissione della 2° marcia più alto possibile, dividendo l'equivalente lineare della velocità massima del motore per la velocità massima desiderata del veicolo, applicando la formula:

$$i_{2nd,max\ speed} = \frac{3.6 \cdot \frac{\pi}{30} \cdot N_m \cdot r_t}{v_{max}} \quad (22)$$

In cui:

- v_{max} = massima velocità raggiungibile dal veicolo espressa in m/s

Prima di procedere, è assolutamente importante ricordarsi di operare un semplice ma indispensabile controllo: assicurarsi che il motore scelto sia in grado di fornire la coppia richiesta alla velocità massima ipotizzata per il veicolo in esame e quindi che sia verificata la seguente relazione:

$$i_{2nd,max\ speed} > i_{2nd,max\ torque} \quad (23)$$

Il significato del rapporto di trasmissione " $i_{2nd,max\ torque}$ " è molto semplice: trovandosi nelle condizioni di velocità massima del motore, si deve ottenere almeno il rapporto di trasmissione pari a $i_{2nd,max\ torque}$ per poter ottenere la coppia necessaria per raggiungere la massima velocità del veicolo. Tale valore del rapporto di trasmissione è ottenibile attraverso l'utilizzo dell'equazione (20) (espressa nel capitolo precedente) assumendo che: il valore dell'angolo φ d'inclinazione del piano e l'accelerazione del veicolo siano nulle; da queste, ottenuta la coppia resistente e dividendo

³³ [20]

quest'ultima per la coppia massima del motore, è possibile calcolare il valore di trasmissione i_{2nd,max_torque} come segue:

$$i_{2nd,max_torque} = \frac{r_t \cdot \left(m_V \cdot g \cdot f_R \cdot \cos \varphi + \frac{1}{2} \cdot C_D \cdot \rho \cdot A_V \cdot v^2 \right)}{T_{EM,max_Nm} \cdot \eta_{PT}} \quad (24)$$

Se il risultato ottenuto applicando l'equazione sopra esposta dovesse confermare la relazione $i_{2nd,max_speed} > i_{2nd,max_torque}$, la velocità massima raggiungibile ipotizzata è consona alla taglia del motore preso in considerazione; viceversa ottenendo un valore del rapporto di trasmissione i_{2nd,max_torque} superiore a quello di trasmissione i_{2nd,max_speed} significa che il motore scelto è di taglia troppo piccola per le condizioni di lavoro impostate; pertanto o si opera preferendo un motore di taglia superiore (e quindi in grado di esprimere maggior potenza), o si sceglie una velocità massima del veicolo inferiore a quella prestabilita.

Conclusa positivamente questa fase, non è sufficiente aver individuato il rapporto minimo ed il rapporto massimo della 1° e della 2° marcia ma si rende necessaria un'analisi mirata, in grado di valutare quale relazione intercorra tra le due marce; lo scopo è quello di poterli correlare sviluppandone i possibili campi di esistenza.

In generale, il divario tra i due rapporti non può essere ragionevolmente troppo grande. Per quanto riguarda i motori a combustione interna, secondo Lechner³⁴, il rapporto tra gli ingranaggi adiacenti in una trasmissione deve rientrare in un ben preciso intervallo che tra la 1° e la 2° marcia varia da 1,1 a 1,7; si tratta di valori molto esigui giustificabili con l'enorme inerzia che contraddistingue i motori termici. Viceversa nei motori elettrici, poiché non si ha la presenza di volani, il valore di inerzia risulta relativamente ridotto, potendo così raddoppiare il gradino del rapporto che varierà tra 2,2 e 3,4³⁵.

Allo scopo di poter usufruire di un più ampio campo di studio, per la ricerca dei valori relativi al rapporto massimo per quanto riguarda la 1° marcia e quello minimo per la 2° marcia, si è deciso di utilizzare il valore pari a 3,4. Inserendo tale dato il valore massimo del rapporto relativo alla 1° marcia viene ottenuto applicando la formula:

$$i_{1st,max} = i_{2nd,max} \cdot 3.4 \quad (25)$$

Agendo con la stessa modalità, è possibile calcolare il valore minimo del rapporto della 2° marcia con:

$$i_{2nd,min} = \frac{i_{1st,min}}{3.4} \quad (26)$$

Si evidenzia che i rapporti di trasmissione così ottenuti individuano dei campi di esistenza all'interno dei quali sarà identificata la migliore configurazione applicabile sulla base di una ipotizzata logica di ottimizzazione.

Si precisa che l'eventuale presenza di un riduttore meccanico nell'architettura della trasmissione presa in esame non modifica i valori dei rapporti trovati e descritti precedentemente in quanto quest'ultimi risultano essere rapporti di trasmissione totali.

³⁴ [30]

³⁵ [7]

8. CREAZIONE GRAFICI EFFICIENZA DEL VEICOLO

8.1 Analisi e acquisizione del grafico motore

La prima parte del metodo di ottimizzazione, come si è visto, è stata quella di calcolare i campi di esistenza all'interno dei quali vengono individuate tutte le possibili combinazioni di rapporti di trasmissione della 1° e della 2° marcia applicabili al veicolo preso in considerazione.

Come evidenziato nel capitolo precedente, questi intervalli di esistenza sono utilizzabili sia per il metodo di ottimizzazione "economico" sia quello "dinamico"; ottenute le sopra citate combinazioni, il successivo passo consiste nell'inserire manualmente all'interno del programma i relativi rendimenti caratteristici del motore, normalmente indicati sulla mappa dei rendimenti dello stesso (atto dovuto in quanto per il programma è impossibile leggere alcun tipo di immagine, sia digitale che cartacea); in alternativa, qualora non fossero disponibili, si dovrà calcolarli.

Nel primo caso, con l'inserimento manuale dei dati, il programma per prima cosa richiede i valori di coppia e velocità massima raggiungibili dal motore. Successivamente, Al fine di evitare l'operazione d'inserimento manuale di tutti i singoli valori del rendimento (operazione che richiederebbe un tempo spropositato e certosino), il programma richiede "l'intervallo di campionamento" da applicare sia ai valori di coppia che ai valori di velocità. Tenendo conto sia dei valori massimi di coppia e velocità che degli intervalli di campionamento definiti, l'algoritmo, attraverso un metodo iterativo, stampa a video le varie coordinate alle quali si è deciso di salvare i valori dei rendimenti (punti di campionamento) ed è proprio in questi campi che si devono inserire manualmente i relativi valori desunti dalla mappa; così facendo, in un lasso di tempo ragionevole, viene realizzata all'interno del programma stesso, con un discreto valore di approssimazione, la mappa del motore in esame. Ovviamente minore sarà l'intervallo di campionamento impostato, più raffinata e veritiera risulterà la mappa dei rendimenti e conseguentemente il modello si avvicinerà maggiormente alla realtà.

Nel secondo caso, ci si trova nella condizione in cui non sia possibile disporre della mappa del motore. Per poter dunque estrapolare i vari rendimenti rappresentativi di ogni condizione di lavoro, bisogna utilizzare le formule per il calcolo del rendimento, descritte nel capitolo (3), sfruttando l'utilizzo delle potenze coinvolte.

In questo specifico caso, visto che per calcolare il valore del rendimento è necessario conoscere il valore della potenza persa; per poterla ottenere, sulla base dei dati noti, è possibile procedere in due modi differenti:

- Nel caso in cui siano noti i valori dei coefficienti descritti ed analizzati nel capitolo (3), il programma calcola la potenza persa necessaria per valorizzare il rendimento, utilizzando la formula diretta (10) suggerita da Larminie e Lowry
- Nel caso in cui non siano disponibili neppure i coefficienti descritti ed analizzati nel capitolo 3, il programma calcola la potenza persa utilizzando la formulazione (11.a) suggerita da Eli, Hampton e White, utilizzando un motore di riferimento (DC, senza spazzole di modesta potenza) avente i seguenti dati di targa:

- $T_{ref} = 250 [N \cdot m]$
- $n_{ref} = 10'000 [rpm]$
- $P_{nom,ref} = 75 [kW]$

Si tratta di valori molto comuni nel caso di veicolo a trazione elettrica centralizzata; Larminie e Lowry³⁶, individuano le costanti da inserire nella formula della potenza persa con i seguenti valori:

$$k_c = 0.2; \quad k_i = 0.008; \quad k_w = 10^{-5}; \quad C = 400;$$

8.2 Influenza dei rapporti di trasmissione sul grafico motore

Da questo momento in poi, inizia il vero e proprio processo di iterazione, all'interno del quale verranno scelti, di volta in volta, coppie di rapporti di trasmissione sia per la 1° che per la 2° marcia in grado di modificare le prestazioni del veicolo.

Durante il processo iterativo, nel momento in cui viene scelta una coppia di rapporti di trasmissione, l'algoritmo risolutivo genera la "mappa di efficienza del veicolo" modificando la "mappa di funzionamento del motore"; quest'ultima infatti, rappresenta i punti di lavoro del motore nel caso in cui l'albero di uscita sia direttamente collegato all'asse del veicolo adibito alla trazione dello stesso. Ma a causa della presenza degli ingranaggi della prima e della seconda marcia, la coppia erogabile alle ruote del veicolo e la relativa velocità subiscono una variazione e dunque per valutare i nuovi rendimenti del sistema veicolo vengono utilizzate le sopra citate mappe di efficienza, ognuna caratteristica del funzionamento dell'automezzo con ingranata la 1° o la 2° marcia.

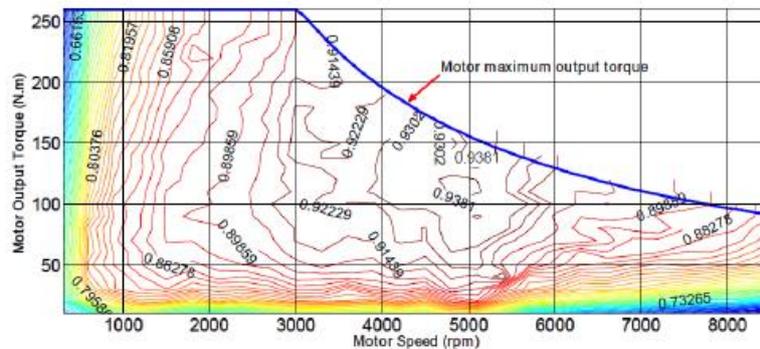


Immagine 17 – Mappa di efficienza del motore [7]

Come la precedente, anche la seguente parte di ottimizzazione è comune ai due metodi: infatti qualsiasi sia la "funzione obiettivo" presa in esame, è indispensabile calcolare la variazione delle mappe del motore (e quindi i punti di lavoro del veicolo), in funzione delle coppie di marce selezionate.

Imputando dei possibili rapporti di trasmissione generici, il valore verticale della mappa di funzionamento del motore viene modificata secondo le relazioni³⁷:

$$T_{i1} = T_m \cdot i_1 \quad (27)$$

³⁶ [21]

³⁷ [7]

$$T_{i2} = T_m \cdot i_2 \quad (28)$$

Dove i_1 e i_2 sono i generici rapporti di trasmissione che vengono considerati di volta in volta durante il metodo iterativo. La presenza dei rapporti di trasmissione relativi alle marce svolgono la funzione di moltiplicatori di coppia; infatti è proprio grazie ad essi che il motore riesce a sviluppare un livello di coppia superiore a quello che lo stesso potrebbe erogare nel caso di un collegamento diretto agli assi della macchina.

Per quanto riguarda la velocità, il valore orizzontale della mappa di funzionamento del veicolo viene modificata come segue³⁸:

$$v_{i1} = \left[\left(\frac{2\pi}{30} \right) \cdot 3.6 \cdot \frac{r_t}{i_1} \right] \cdot \omega_1 \quad (29)$$

$$v_{i2} = \left[\left(\frac{2\pi}{30} \right) \cdot 3.6 \cdot \frac{r_t}{i_2} \right] \cdot \omega_2 \quad (30)$$

In cui le velocità ricavate v_{i1} e v_{i2} sono espresse in km/h .

Le formule sopra descritte scaturiscono da un semplice calcolo di conversione della velocità angolare, originariamente espressa in rpm (giri al minuto), in velocità lineare posseduta dal veicolo.

Vengono dunque create nuove “mappe di efficienza” non più attribuibili al motore in esame ma rappresentative, come precedentemente esposto, delle condizioni di lavoro del veicolo; per questo motivo se ne generano due distinte, rappresentative della 1° della 2° marcia.

Le mappe di efficienza sviluppate sono mostrate in figura (18) e in figura (19):

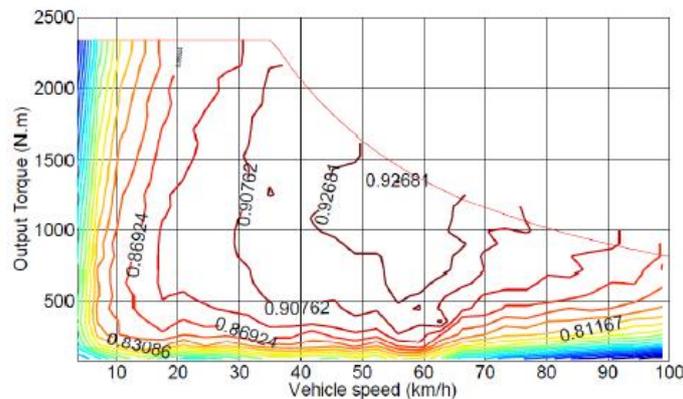


Immagine 18 – Mappa di efficienza per la marcia-1 [7]

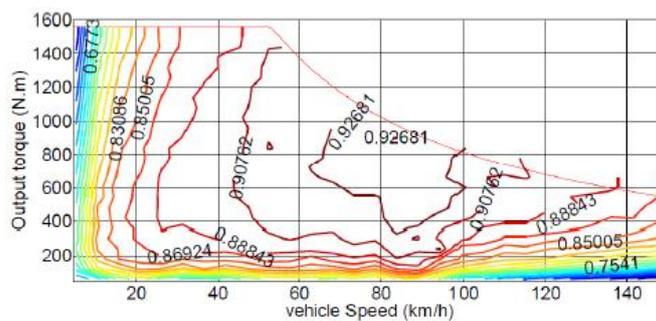


Immagine 19 – Mappa di efficienza per la marcia-2 [7]

³⁸ [7]

Dal confronto risulta immediatamente evidente che:

- 1° marcia: essendo quella utilizzata per far fronte ai punti di lavoro aventi carico superiore, ha un valore di coppia massima raggiungibile superiore a quello massimo della 2° marcia.
- 2° marcia: la zona di lavoro varia per un campo di velocità superiore a quello relativo della prima marcia, permettendo il raggiungimento delle velocità più alte.

Sovrapponendo la mappa di efficienza della 1° marcia con quella della 2° marcia otteniamo il grafico di seguito riportato:

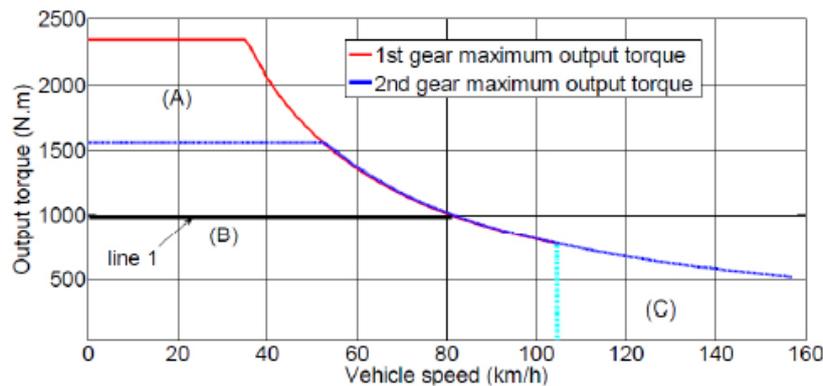


Immagine 20 – Area sovrapposizione mappe di efficienza [7]

Questo grafico è fondamentale in quanto individua una zona di lavoro molto importante; infatti la sovrapposizione delle due aree appena calcolate consente di circoscrivere la zona in cui la potenza del motore (ottenuta con la medesima combinazione di velocità e coppia erogata alle ruote del veicolo) generata con la marcia 1° o la marcia 2° ingranata è la medesima. In altre parole entrambe le combinazioni di ingranaggi delle due marce esprimono la stessa potenza con equivalenza di coppia e velocità. Non tutto però rimane identico: ciò che varia è inevitabilmente il rendimento con il quale la potenza viene prodotta o consumata dal veicolo.

Proprio per questo motivo, il cambio a due velocità che consente il passaggio da una marcia alla successiva o viceversa, deve lavorare all'interno dell'area sopra identificata. L'ampiezza di tale zona dipende dal rapporto tra i "due rapporti di trasmissione": più è grande quest'ultimo più piccola risulterà la zona di sovrapposizione.

Elaborata la zona di lavoro del cambio, bisogna impostare le condizioni attraverso le quali valutare il momento idoneo per effettuare il cambio marcia sia nella fase di salita che in quella di scalata. Si tratta di definire la "legge del cambio" che nel presente studio deve essere in grado di rappresentare il guidatore: infatti durante il processo di iterazione (mentre viene simulato il movimento del veicolo lungo un percorso normato), come un provetto autista deve agire sul cambio marce, facendo lavorare il veicolo sempre nella condizione di massimo rendimento: diminuendo così al minimo la potenza persa del motore.

8.3 Metodo di ottenimento della legge del cambio

Si procede quindi analizzando il processo attraverso il quale vengono calcolate la curva sia di aumento che di diminuzione di marcia che caratterizzano la legge del cambio applicata al veicolo in esame.

Ipotizzando di scegliere un valore di coppia all'interno della zona di sovrapposizione e andando a diagrammare un andamento a coppia costante, interno a tale area, si ottiene la linea orizzontale nera mostrata nella figura (20) sopra riportata.

È possibile constatare come ogni punto della linea in esame porta a due diversi valori di efficienza in funzione della 1° o della 2° marcia ingranata. Pertanto partendo dal valore di 0 km/h ed accelerando fino alla massima velocità consentita dalla coppia in esame, andando a diagrammare i valori di rendimento relativi alle due marce si ottengono due linee, una per ciascuna marcia, rappresentative del rendimento stesso.

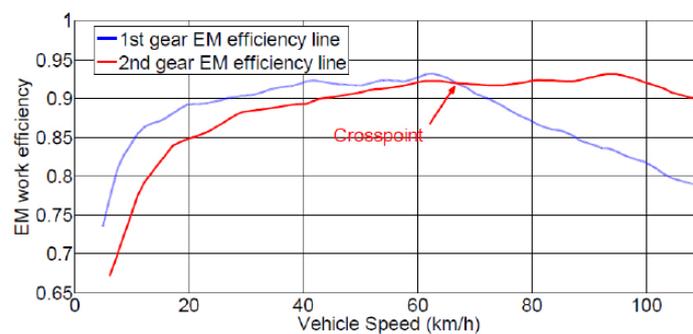


Immagine 21 – Linee di efficienza del motore (per un angolo di accelerazione pari al 60%) [7]

I grafici delle curve precedentemente definite e di seguito rappresentate in figura (21) sono realizzate impostando: sulle ascisse i valori della velocità, sulle ordinate i valori dell'efficienza del motore.

Il grafico della figura sopra esposta, evidenzia una curva rossa rappresentante la linea di efficienza della 1° marcia, ed una la blu rappresentante la linea di efficienza della 2° marcia. La caratteristica evidente delle due curve è di condividere un unico punto d'intersezione. Tale punto rappresenta la velocità alla quale, per un dato valore di coppia generata dal motore presa costante, il rendimento del motore non cambia indifferentemente dall'inserimento della 1° o della 2° marcia.

E' bene evidenziare che si può verificare la condizione in cui le due curve calcolate non presentino un punto di intersezione; tale eventualità si verifica per valori troppo piccoli della percentuale di potenza disponibile (descritta in seguito) e di conseguenza per valori di coppia relativamente piccoli rispetto alla coppia massima del motore; infatti per valori di coppia molto piccoli non vi è necessità di passare dalla prima alla seconda marcia e nonostante ciò ci si mantiene in una zona di relativo massimo rendimento con la 1° marcia innestata.

Analizzando tali grafici, prendendo in considerazione il punto di intersezione, si può constatare che:

- A sinistra del punto, con la 1° marcia innestata, il veicolo sviluppa un'efficienza superiore a quella ottenibile con la 2° marcia.
- A destra del punto, con la 2° marcia innestata, il veicolo sviluppa un'efficienza superiore a quella ottenibile con la 1° marcia.

Semplificando, per massimizzare l'efficienza operativa del motore elettrico, il veicolo deve muoversi: con la 1° marcia ingranata a sinistra dell'intersezione (per valori di velocità inferiori a quella dal punto di incrocio) e con la 2° marcia a destra dell'intersezione (per valori di velocità superiori a quella del punto di incrocio).

I precedenti grafici, come già accennato, vengono calcolati mantenendo costante il valore di coppia. In effetti, conviene invece definirli mediante l'utilizzo del così detto "angolo di accelerazione percentuale". L'angolo di accelerazione rappresenta essenzialmente l'entità con la quale viene "schiacciato/premuto" il pedale dell'acceleratore e si calcola come rapporto tra la coppia in uscita nell'istante considerato divisa per la coppia massima erogabile relativa sia alla 1° marcia che alla 2° marcia.

In questo modo, ogni qualvolta si prenda in considerazione un valore di coppia ricadente all'interno della zona di sovrapposizione delle due marce, saranno elaborate due curve di efficienza relative ai due valori di percentuale di potenza disponibile (uno per la 1° marcia l'altro per la 2° marcia).

La diversità di tali angoli è giustificata dalle caratteristiche del cambio sulla base di come è stato strutturato:

- il rapporto di trasmissione della 1° marcia risulta sempre superiore al rapporto di trasmissione della 2° marcia.
- la coppia massima in uscita della 2° marcia sarà sempre inferiore rispetto a quella massima in uscita dalla 1° marcia.

A scopo esplicativo, se si prende in considerazione un valore di percentuale di potenza disponibile del 100% per la 2° marcia, la coppia in uscita dall'albero di trasmissione con la seconda marcia ingranata sarà appunto la massima possibile. Se però cerchiamo di ottenere la stessa coppia in uscita attraverso l'utilizzo della prima marcia, il valore percentuale di potenza disponibile non risulterà identico ma sicuramente inferiore al 100%. Pertanto risulta chiaro il fatto che quando si è in 2° la percentuale di potenza disponibile può variare da zero a 100% pur rimanendo all'interno della zona di cambio, mentre quello della 1° marcia avrà un range di variazione all'interno della stessa zona sicuramente inferiore.

Dunque nell'area di sovrapposizione ottenuta, procedendo con l'assetto in 1° marcia, per un dato valore di potenza percentuale, attraverso l'analisi delle curve di efficienza, si individuerà un punto d'intersezione per la salita dalla 1° alla 2° marcia; con lo stesso valore percentuale, procedendo con l'assetto in 2° marcia, attraverso l'analisi delle curve di efficienza, verrà individuato un secondo punto d'intersezione per la scalata dalla 2° alla 1° marcia.

Elaborando tale operazione per tutte le percentuali di potenza disponibili è possibile ottenere tutti i punti di cambio marcia sia in salita che in discesa. Collegando i "punti di cambio" così ottenuti si possono rappresentare le così dette "linee di cambio" (una per la salita e una per la discesa) rappresentanti, in definitiva, la logica con la quale verranno cambiate le marce durante la simulazione di guida del veicolo.

Un esempio di "linee del cambio" è di seguito riportato:

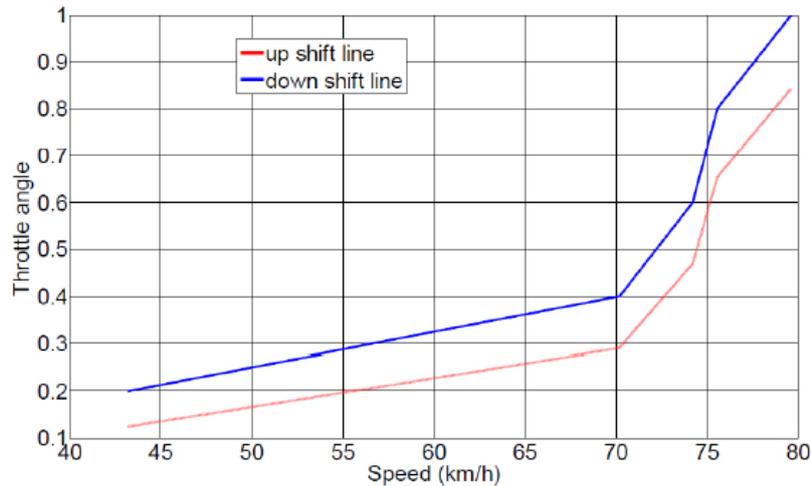


Immagine 22 – Linee di cambio marcia [7]

come si evince dalla figura, si possono sostanzialmente individuare tre zone di applicazione delle marce:

- La zona che si trova alla sinistra della curva di “scalata della marcia” è la zona in cui la marcia che garantisce di lavorare con il massimo dell’efficienza possibile è la “prima” e resterà tale (all’interno della zona) sia in caso di accelerazione che di decelerazione; inoltre la curva che delimita tale zona rappresenta le condizioni limite per il passaggio dalla 2° marcia alla 1° marcia
- La zona che si trova alla destra della curva di “salita della marcia” è la zona in cui la marcia che garantisce di lavorare con il massimo dell’efficienza possibile è la “seconda” e resterà tale (all’interno della zona) sia in caso di accelerazione che di decelerazione; inoltre la curva che delimita tale zona rappresenta le condizioni limite per il passaggio dalla 1° alla 2° marcia
- La zona interposta tra le curve di salita e di discesa è una zona ambigua; la marcia all’interno di questa particolare zona, dipende dalle condizioni affrontate dal veicolo e più precisamente se si trova nelle fasi di accelerazione o di decelerazione: nel primo caso la marcia ingranata è la 1° e la curva che delimita il cambio marcia si trova più a destra (linea rossa); nel secondo caso la marcia ingranata è la 2° e la curva che delimita il cambio marcia si trova più a sinistra (linea blu).

Con il codice elaborato per il presente studio è possibile stampare a video la legge del cambio utilizzata per una determinata coppia di ingranaggi. A livello di funzionamento dell’algoritmo però avendo come input i valori della velocità istantanea e quello della coppia resistente, la scelta sulla marcia da utilizzare sarà operata di volta in volta calcolando puntualmente il valore del rendimento relativo all’utilizzo della 1° marcia e della 2° marcia optando per l’una o per l’altra in base a quella che consente di lavorare nella condizione di massimo rendimento possibile.

9. METODO DI OTTIMIZZAZIONE ECONOMICA

9.1 Ciclo NEDC

Per l'elaborazione di questo particolare algoritmo di ottimizzazione è necessario utilizzare un "ciclo guida" che permetta di simulare la marcia del mezzo su un predeterminato percorso normalizzato. Esistono già diversi cicli guida standardizzati che possono soddisfare tale esigenza come per esempio:

- FTP-75 (Federal test procedure) - test americano dell'EPA (Agenzia statunitense per la protezione dell'ambiente)
- WLTC (Worldwide Harmonized Light Vehicles Test Cycle) - comunemente conosciuto con WLTP (Worldwide Harmonized Light Vehicles Test Procedure) - procedura di prova per veicoli leggeri armonizzata a livello mondiale
- NEDC (New European Driving Cycle) - nuovo ciclo guida europeo definito e normalizzato dalle direttive comunitarie nel 1992 per autovetture e veicoli commerciali leggeri

Dovendo scegliere, si è optato per il "Nuovo ciclo di guida europeo" sia perché è il maggiormente utilizzato nei vari studi che arricchiscono la letteratura automobilistica, sia perché più duttile e versatile per lo sviluppo del presente studio e con risultati comparabili a quelli di altri test concorrenti. Inoltre è bene ricordare che nasce come metodo per la rappresentazione del tipico uso di una vettura in Europa e quindi, allo scopo di valutarne i consumi, viene utilizzato nelle procedure di omologazione delle autovetture. Nel nostro caso specifico è applicato per la valutazione della domanda energetica con conseguente stima dell'autonomia dei veicoli elettrici.

Si sviluppa con la ripetizione seriale di cicli minori: una prima serie di quattro cicli definiti "ECE-15 driving cycle" in grado di riprodurre le condizioni di guida tipiche riscontrabili in un classico percorso urbano con velocità massima non superiore a 50km/h; seguito da un unico ciclo denominato "Extra-Urban driving cycle" (EUDC) con condizioni di guida riscontrabili in un percorso extraurbano con velocità massima pari a 120 km/h.

La durata complessiva del ciclo NEDC è di 1.180 secondi (circa 20 minuti) con una distanza percorsa di 11,023 km. La velocità media che il veicolo possiede nei circa 1.200s è di 33,6 km/h con un picco di velocità che si aggira sui 120 km/h; come da grafico rappresentativo sotto riportato:

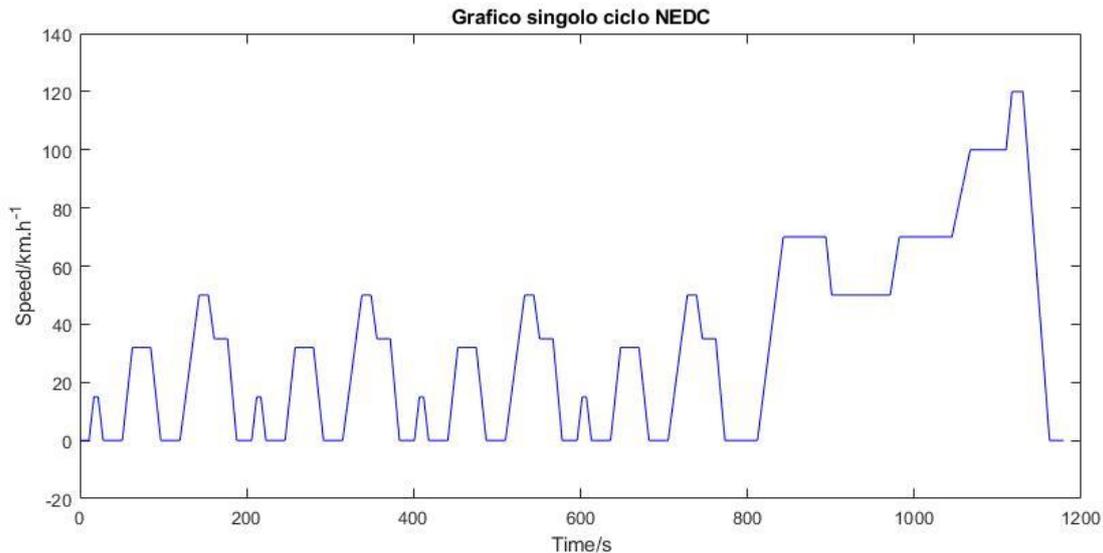


Immagine 23 – Grafico NEDC [7]

in cui sulle ascisse viene rappresentato il tempo in secondi e sulle ordinate viene rappresentata la velocità espressa in km/h.

La logica di funzionamento dell'algoritmo sviluppato è la seguente: per ogni coppia di rapporti di trasmissione analizzata, si esegue il ciclo NEDC in cui, per ogni istante di tempo, viene estrapolata la velocità posseduta dal veicolo ed attraverso di essa calcolato il “valore di batteria” utilizzato in quel preciso istante.

In un veicolo equipaggiato con cambio a due velocità, la sommatoria dei singoli consumi di energia ottenuti con l'applicazione della funzione sopra descritta, rappresenta l'energia consumata da una determinata coppia di rapporti di trasmissione. Quindi sviluppando tutte le possibili combinazioni di coppie di rapporti di trasmissione, può essere individuata quella caratterizzata dal miglior risparmio energetico.

9.2 Calcolo consumo SOC

In questo capitolo viene analizzato il processo mediante il quale è possibile calcolare il consumo di energia specifico “Delta SOC”, ovvero la variazione dello stato di carica relativo al tempo di iterazione in esame (ciclo completo di 1.180s), con intervalli di 1 secondo.

Per comprendere come viene inserito il consumo di SOC all'interno del programma si ritiene opportuno riepilogare brevemente i passaggi cardine precedentemente descritti seguendo lo svolgimento del programma: si individua una determinata coppia di ingranaggi sia per la 1° che per la 2° marcia in modo iterativo, andando a coprire tutte le possibili configurazioni che rispettino gli intervalli di esistenza delle rispettive marce; successivamente per ciascuna delle due serie di “coppie di rapporti di trasmissione” (una per ciascuna marcia), vengono individuate, due distinte mappe di efficienza del veicolo che identificano le prestazioni dello stesso con inserite rispettivamente la 1° e la 2° marcia. La “legge del cambio” viene definita attraverso tali mappe calcolando quali condizioni di coppia/velocità risultino ottimali per il passaggio dall'una all'altra.

Proseguendo, la successiva fase consiste nello sviluppo di un modello capace di quantificare il consumo di energia per unità di tragitto percorso del veicolo in esame. All'interno del codice elaborato con linguaggio MATLAB, la simulazione del ciclo NEDC è realizzata tramite la creazione di una funzione che ha come dato di input l'istante di tempo t ed elabora come risposta la velocità espressa in quell'istante dal veicolo in esame. Quindi alla prima e fondamentale iterazione del programma (in cui viene analizzata di volta in volta la coppia di rapporti di ingranaggi in uso), si affianca dunque un secondo ciclo di iterazione che simula l'utilizzo del veicolo nei 1.180 secondi che compongono il ciclo NEDC: partendo dall'istante zero, considerando passi di interazione di 1 secondo, si valuta il consumo di energia per ogni istante di tempo e per tutta la durata del ciclo.

Risulta quindi lapalissiano che in questa seconda fase di iterazione, la variabile che influenza l'intero ciclo è il tempo; infatti in base all'istante in cui ci si trova, mediante il ciclo NEDC, viene definita la velocità istantanea assunta dal veicolo; individuata tale velocità si calcolano le forze resistenti agenti sul veicolo stesso e che possono essere principalmente di tre tipi:

- Forza di resistenza al rotolamento - espressa nella sua formulazione generica come riportato nel capitolo (6), in cui l'angolo di inclinazione del suolo, come suggerito dalla normativa NEDC, viene considerato nullo supponendo il terreno piano e privo di inclinazioni
- Forza di resistenza aerodinamica - espressa come riportato nel capitolo (6)
- Forza di inerzia - espressa come riportato nel capitolo (6) considerando che il veicolo parte da fermo e che quindi la sua velocità iniziale risulta essere nulla

La combinazione di queste tre forze genera come risultate quella totale applicata al veicolo preso in considerazione. Ma quello utilizzato dal programma è il dato relativo alla coppia resistente che si oppone al moto dal veicolo stesso e ricavabile moltiplicando la forza resistete totale per il raggio delle ruote, come da formula sotto riportata³⁹:

$$T_{req,tot} = (F_{r,rot} + F_{r,aero} + F_{r,inerz}) \cdot r_t \quad (31)$$

La coppia appena calcolata però, rappresenta la coppia resistente che agisce sulle ruote del veicolo mentre per lo sviluppo del programma, è necessario individuare la coppia resistente che agisce sull'albero di uscita del motore elettrico ed il cui calcolo non può prescindere dal tipo di marcia ingranata nell'istante considerato. A tal scopo si utilizzano i valori di velocità e coppia resistente del veicolo, analizzandone le mappe di efficienza del veicolo (quelle che tengono conto della prima e della seconda marcia ingranata); dal confronto tra i rendimenti ottimali calcolati sia con la 1° marcia innestata che con la 2° marcia innestata, viene scelta quella che permette di lavorare con il maggiore rendimento esprimibile: nel totale rispetto delle condizioni imposte dalla "legge del cambio.

L'ipotesi di partenza è che il motore sviluppi una coppia esattamente uguale a quella generata dalle forze resistenti. Per poterla contestualizzare, dobbiamo tenere conto non solo della marcia ingranata, ma anche delle inevitabili perdite registrate durante la trasmissione; pertanto l'espressione della coppia generata dal motore può essere rappresentata come segue:

$$T_{m,k} = \frac{T_{req,tot}}{i_{TOT,k} \cdot \eta_T} \quad (32)$$

³⁹ [26]

In cui:

- $i_{TOT,k}$ - rappresenta il rapporto di trasmissione totale della marcia inserita durante l'istante temporale sotto esame; essendo totale, risulta uguale al prodotto tra il rapporto di riduzione della marcia ingranata ($i_{g,k}$) e il rapporto di trasmissione al ponte (i_0); pertanto il suo valore viene espresso come segue:

$$i_{TOT,k} = i_{g,k} \cdot i_0 \quad (32)$$

- η_T - rendimento di trasmissione (considerato costante per entrambe le marce)

Calcolata la coppia resistente sull'asse d'uscita del motore, il valore della potenza consumata nell'unità di tempo considerata, si ricava attraverso la formula:

$$P_{m,k} = \frac{T_{m,k} \cdot \omega_{m,k}}{9550 \cdot \eta_{m,k}} \quad (33)$$

In cui:

- $T_{m,k}$ - coppia resistente, espressa in Nm
- $\omega_{m,k}$ - velocità del motore, espressa in rpm
- $\eta_{m,k}$ - rendimento al quale lavora il motore

La potenza così calcolata rappresenta la potenza spesa per portare il veicolo alla velocità considerata. In generale si potrebbe calcolare anche la potenza generata con il veicolo nella condizione di "frenata rigenerativa"; nel caso in cui il motore lavori in condizioni di recupero energetico (e quindi in condizioni di frenata rigenerativa), la formula che esprime la potenza recuperata viene di seguito riportata:

$$P_{g,k} = \frac{T_{m,k} \cdot \omega_{m,k}}{9550} \cdot \eta_{m,k} \quad (34)$$

Sostanzialmente la potenza così ricavata, nel caso in cui il motore lavori come propulsore, corrisponde a quella elettrica necessaria per permettere al motore di generare la coppia utile a vincere le forze agenti sul veicolo consentendone il moto. Pertanto è possibile calcolare la corrente necessaria per generare tale potenza utilizzando la seguente relazione:

$$I_{m,k} = \frac{P_{m,k} \cdot 1000}{U_{d,k}} \quad (33)$$

Che, nel caso in cui il motore lavori come generatore, si modifica nella formula di seguito esposta:

$$I_{g,k} = \frac{P_{g,k} \cdot 1000}{U_{d,k}} \quad (34)$$

Dove:

- $P_{m,k}$ - potenza elettrica consumata dal motore espressa in kW
- $P_{g,k}$ - potenza elettrica rigenerata dal motore espressa in kW
- $U_{d,k}$ - tensione ai capi della batteria espressa in V

Come già spiegato in altre parti del presente lavoro, la tensione ai capi della batteria non può essere considerata costante (sia nel caso di motore propulsore sia in quello generatore), lungo tutto il processo, ma varia al variare del valore SOC.

Poiché è difficile ottenere le curve che ne rappresentino la variazione di tensione ai capi della batteria in funzione del SOC, l'ostacolo può essere superato considerando che per un campo di variazione SOC tra 0,9 e 0,1 la tensione ai capi dei morsetti della batteria può considerarsi costante in entrambi i casi. Inoltre, poiché la variazione di tensione tra i due casi di funzionamento del motore risulta essere minima, si è scelto di considerare un unico valore costante sia per il caso di motore propulsore sia in quello generatore. Il valore scelto è quello fornito come dato di targa delle stesse batterie.

Ottenuto il valore della corrente necessaria per alimentare il motore, la variazione dello stato di carica può essere valutato attraverso la seguente formula:

$$\Delta SOC_k = \frac{I_k}{3600 \cdot C} \cdot \Delta t \quad (35)$$

In cui:

- Δt - intervallo di tempo in cui viene fatta l'analisi iterativa che, come espresso precedentemente, è pari a 1 secondo
- C - capacità della batteria, espressa in $A \cdot h$
- I_k - corrente consumata o generata dal motore, espressa in A

Ricavato il valore ΔSOC_k relativo all'istante preso in considerazione, è possibile utilizzarlo per determinare il valore della batteria residua tramite il consumo della stessa con la seguente relazione:

$$SOC_{finale} = SOC_{iniziale} - \sum_{k=1}^{1180} \Delta SOC_k \quad (36)$$

Così facendo, otterremo un valore di SOC_{finale} per ogni coppia di rapporti di trasmissione possibili della prima e della seconda marcia. Con l'utilizzo di una funzione non lineare multi variabile già esistente su MATLAB chiamata "fmincon", è stato possibile definire la combinazione di rapporti di trasmissione che minimizza il consumo di batteria.

Infatti, scrivendo il seguente algoritmo sotto forma di "funzione obiettivo" le cui uniche incognite (inserite di volta in volta), sono le coppie di rapporti di trasmissione, si identifica la combinazione che garantisce il minimo della "funzione obiettivo" utilizzata.

Attraverso l'algoritmo sviluppato parallelamente a questa relazione, è comunque possibile, stampare a video tutti i valori di SOC_{finale} derivanti dalle varie combinazioni.

Di seguito viene riportato il “flow chart” descrittivo del processo di ottimizzazione sopra spiegato:

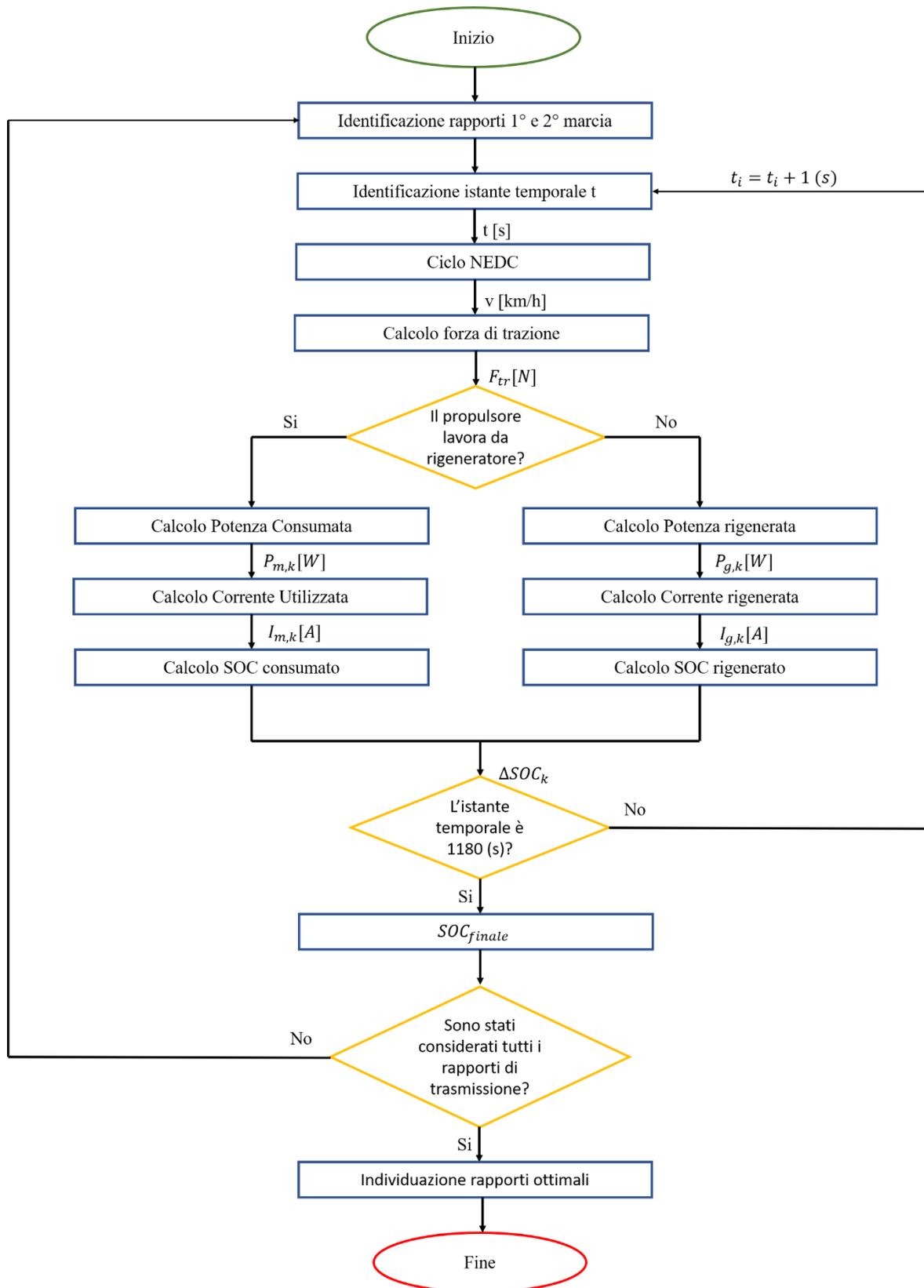


Immagine 24 – Flow Chart Ottimizzazione Economica

10. METODO DI OTTIMIZZAZIONE DINAMICO

Il secondo metodo di ottimizzazione, come già accennato, si pone il compito di trovare la migliore combinazione di rapporti di trasmissione del cambio a più velocità in grado di ottenere la miglior risposta del veicolo, in termini di tempo impiegato, per fare raggiungere allo stesso, con partenza da fermo, la velocità di 100 km/h.

La prima operazione effettuata è stata la ricerca di un modello in grado di calcolare il tempo impiegato da un qualsiasi veicolo per spostarsi da una velocità iniziale ad una finale; a tal proposito la letteratura disponibile propone molte formulazioni rispondenti a tale quesito, tutte abbastanza simili tra loro ma riferite a veicoli equipaggiati con un'unica marcia.

Ad esempio, Zhang, Li, Qi e Song⁴⁰ suggeriscono di utilizzare la seguente espressione:

$$t = \int_0^{\frac{100}{3.6}} \frac{m_i \cdot \delta_i}{\frac{7200 \cdot P_{max} \cdot \eta_i}{3.6 \cdot u} - (m_i \cdot g \cdot f) - \frac{C_D \cdot A \cdot (3.6 \cdot u)^2}{21.15}} du \quad (37)$$

In cui:

- δ_i - coefficiente di inerzia rotazionale.
- m_i - massa del veicolo, espressa in kg .
- g - accelerazione di gravità.
- f - coefficiente di resistenza al rotolamento.
- η_i - rendimento di trasmissione.
- C_D - coefficiente di resistenza aerodinamica
- u_e - velocità massima che il motore assume nella condizione più gravosa di lavoro; di solito viene considerata pari alla velocità massima che il veicolo può sviluppare percorrendo una strada caratterizzata dalla medesima pendenza massima affrontabile dal veicolo stesso e imputata in fase progettuale, espressa in m/s .
- u - velocità del veicolo da integrare, espressa in m/s .
- P_{max} - potenza erogata dal motore nella condizione di lavoro più gravosa in cui il motore può lavorare. Essa viene espressa in W e gli stessi autori suggeriscono di calcolare tale potenza come:

$$P_{max} \geq \frac{u_e}{2 \cdot \eta_i} \cdot \left(\frac{mg \sin \alpha_{max}}{3600} + \frac{mgf \cos \alpha_{max}}{3600} + \frac{C_D \cdot A}{76140} \cdot u_e^2 \right) \quad (38)$$

In cui α_{max} rappresenta l'angolo di inclinazione massimo affrontabile dal veicolo.

⁴⁰ [15]

Come si evince dall'ultima relazione esposta (e nella maggior parte della letteratura consultata), il fenomeno in grado di esprimere l'accelerazione del veicolo dipende fortemente dalla coppia erogabile dal motore nonché dalla potenza nominale dello stesso. Per tenere conto della variabilità della coppia del motore nell'arco di tutto il processo (in quanto cambia passando da una zona in cui risulta essere costante in un'altra in cui invece decresce all'aumentare della velocità), si è preferito utilizzare un modello in cui l'integrale viene suddiviso in due parti come suggerito da Meng, Li e Zhang⁴¹ i quali propongono la seguente formula:

$$t = \int_0^{\frac{v_{trans}}{3.6}} \frac{m_i \cdot \delta_i}{\frac{T_{max}}{r} - \left(mgf + \frac{C_D \cdot A \cdot (3.6 \cdot u)^2}{21.15} \right)} du + \int_{\frac{v_{trans}}{3.6}}^{\frac{100}{3.6}} \frac{m_i \cdot \delta_i}{\frac{T_{max} \cdot u_{trans}}{r \cdot (3.6 \cdot u)} - \left(mgf + \frac{C_D \cdot A \cdot (3.6 \cdot u)^2}{21.15} \right)} du \quad (39)$$

In cui:

- T_{max} - massimo valore di coppia generabile dal motore, espressa in $N \cdot m$
- v_{trans} - valore di velocità alla quale si ha il passaggio dal funzionamento a coppia costante a quello con potenza costante, espressa in km/h
- r - raggio della ruota del veicolo, espressa in m

Come si può notare, queste formulazioni sono realizzate per essere applicate a veicoli equipaggiati con un rapporto di trasmissione fisso; difatti, nella loro configurazione, il rapporto di trasmissione entra in gioco solo attraverso il valore T_{max} .

Al fine di utilizzare una formulazione simile a quella appena descritta ma che si possa declinare per un veicolo a due velocità, si è deciso di smembrare il secondo integrale in due parti di cui: il primo rappresentante la situazione in cui il veicolo accelera all'interno della zona a potenza costante configurato con marcia 1° ingranata; il secondo (diverso da zero solo nel caso in cui venga ingranata la seconda marcia durante il processo di accelerazione) rappresentante la situazione in cui il veicolo accelera all'interno della zona a potenza costante configurato con marcia 2° ingranata.

$$t = \int_0^{\frac{v_{trans}}{3.6}} \frac{m_i \cdot \delta_i}{\frac{T_{max,m1}}{r} - \left(mgf + \frac{C_D \cdot A \cdot (3.6 \cdot u)^2}{21.15} \right)} du + \int_{\frac{v_{trans}}{3.6}}^{\frac{v_{cambio}}{3.6}} \frac{m_i \cdot \delta_i}{\frac{T_{max,m1} \cdot u_{trans}}{r \cdot (3.6 \cdot u)} - \left(mgf + \frac{C_D \cdot A \cdot (3.6 \cdot u)^2}{21.15} \right)} du + \int_{\frac{v_{cambio}}{3.6}}^{\frac{100}{3.6}} \frac{m_i \cdot \delta_i}{\frac{T_{max,m2} \cdot u_{trans}}{r \cdot (3.6 \cdot u)} - \left(mgf + \frac{C_D \cdot A \cdot (3.6 \cdot u)^2}{21.15} \right)} du \quad (40)$$

In cui:

- $T_{max,m1}$ - massimo valore di coppia generabile dal motore con marcia 1° ingranata, espressa in $N \cdot m$
- $T_{max,m2}$ - massimo valore di coppia generabile dal motore con marcia 2° ingranata, espressa in $N \cdot m$
- v_{cambio} - velocità del veicolo alla quale si ha il cambio di marcia, espressa in km/h

⁴¹ [31]

In questo caso la velocità di cambio si calcola identificando quella corrispondente al punto della curva a potenza massima costante in cui il rendimento ottenuto attraverso l'utilizzo della seconda marcia risulta essere superiore a quello della prima marcia.

Applicando la formula appena descritta, si ottiene un valore di tempo per ciascuna coppia di rapporti di trasmissione possibile sia della 1° che della 2° marcia. Anche in questo caso, andando ad applicare la funzione di MATLAB "fmincon" è stato possibile definire la combinazione di rapporti di trasmissione che minimizza il tempo impiegato per portare il veicolo da 0 a 100 km/h.

Come per il precedente caso, attraverso l'applicazione del programma scopo finale del presente documento, è possibile stampare a video tutti i valori dei tempi relativi a tutte le possibili combinazioni di rapporti di trasmissione.

Di seguito viene riportato il "flow chart" descrittivo del processo di ottimizzazione sopra spiegato:

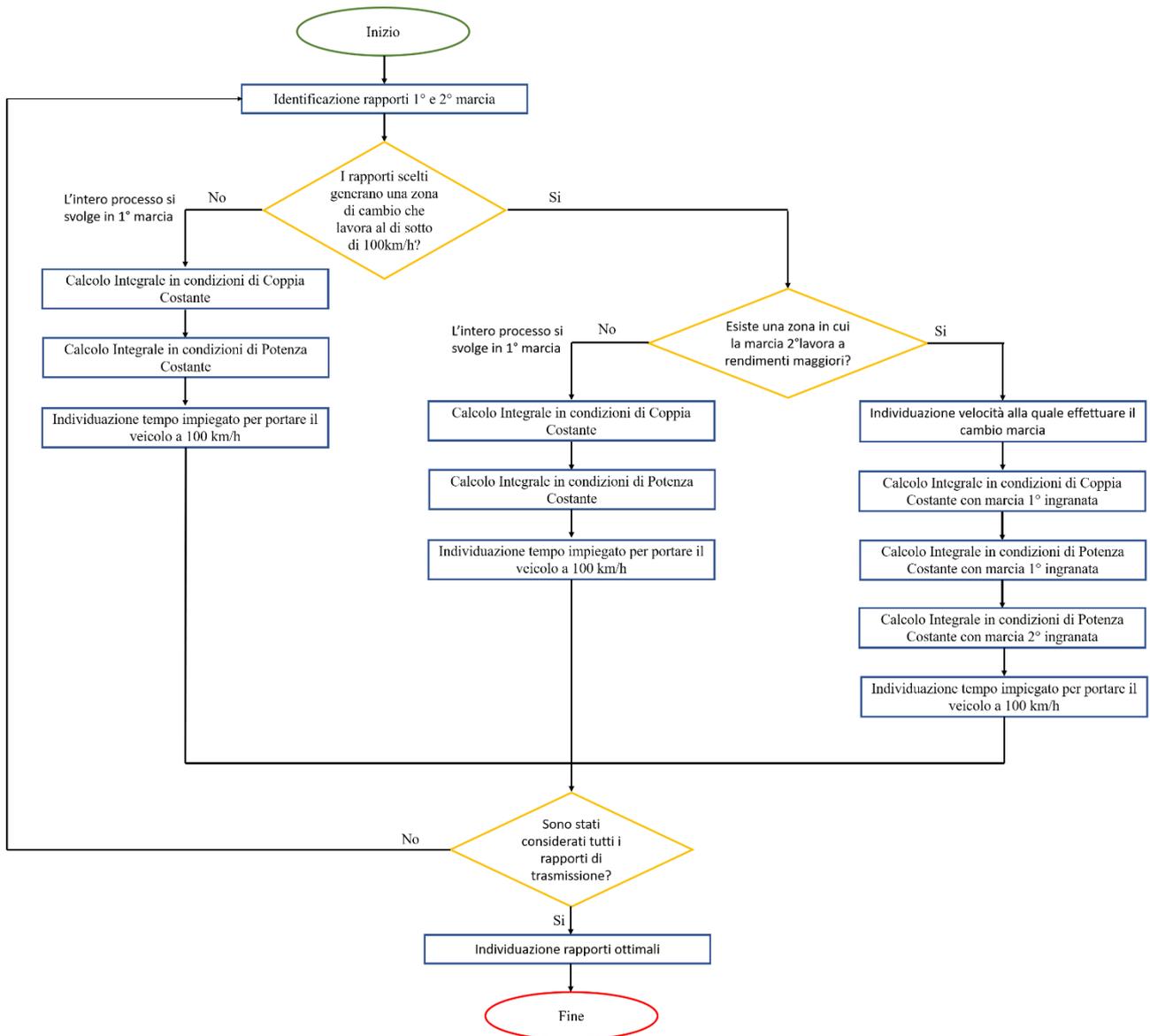


Immagine 25 – Flow Chart Ottimizzazione Dinamica

11. OTTIMIZZAZIONE GLOBALE

Calcolati i valori ottimali soddisfacenti sia il metodo di ottimizzazione economica che il metodo di ottimizzazione dinamica, è lecito chiedersi quale sia la combinazione di rapporti di trasmissione ottimale considerando entrambi i metodi.

È impossibile immaginare che esista un'unica combinazione capace di rivelarsi ottimale sia per un metodo che per l'altro. Per trovare dunque una combinazione di ingranaggi che sia un "compromesso bilanciato", bisogna realizzare e sviluppare una particolare funzione che assegnando un peso d'importanza ai due metodi (codificando i dati in maniera prioritaria), dia come risultato una combinazione di rapporti di trasmissione.

In altre parole: bisogna in qualche modo "normalizzare" i valori ottenuti attraverso l'utilizzo dei due metodi disquisiti al fine di poterli mettere a confronto. Successivamente, pesando i metodi utilizzati, si trova, per ogni coppia di ingranaggi possibile, un valore che identifichi la bontà della coppia di ingranaggi individuata.

Per la normalizzazione dei valori relativi alla "ottimizzazione economica" si procede come di seguito indicato:

- Si calcolano i valori del consumo di SOC relativi ad ogni possibile combinazione di ingranaggi tra la 1° e la 2° marcia.
- Vengono individuati il massimo e il minimo tra tutti i valori degli SOC calcolati nel punto precedente
- Attraverso l'utilizzo del massimo e del minimo calcolati nel passaggio precedente, ogni valore *i*-esimo SOC, calcolato nel primo punto, viene rielaborato in modo tale da essere rapportato nei confronti della differenza tra il valore massimo e quello minimo.

Così facendo i vari risultati saranno rapportati in modo tale da poter essere espressi con una scala variabile fra 0 e 1 (dove con il valore 1 si identifica il valore più basso possibile di batteria consumata). L'espressione in grado di rappresentare la normalizzazione relativa alla "ottimizzazione economica" è la seguente:

$$SOC_{norm,i} = \frac{SOC_i - SOC_{min}}{SOC_{max} - SOC_{min}} \quad (41)$$

Con analoga metodologia, si procede alla normalizzazione dei valori relativi alla "ottimizzazione dinamica" nel seguente modo:

- Si calcolano i valori del tempo impiegato per portare il veicolo da 0-100 km/h relativi ad ogni possibile combinazione di ingranaggi tra la 1° e la 2° marcia.
- Vengono individuati il massimo e il minimo tra tutti i valori temporali calcolati nel punto precedente
- Attraverso l'utilizzo del massimo e del minimo calcolati nel passaggio precedente, ogni valore *i*-esimo del tempo, calcolato nel primo punto, viene rielaborato in modo tale da essere rapportato nei confronti della differenza tra il valore massimo e quello minimo.

Così facendo i vari risultati saranno rapportati in modo tale da poter essere anch'essi espressi con una scala variabile fra 0 e 1 (dove con il valore 1 si identifica il valore più basso possibile di tempo impiegato per portare il veicolo a 100km/h). L'espressione in grado di rappresentare la normalizzazione relativa alla "ottimizzazione dinamica" è quindi la seguente:

$$t_{norm,i} = \frac{t_{max} - t_i}{t_{max} - t_{min}} \quad (42)$$

Ottenuti i così detti "valori normalizzati" è possibile confrontarli tra loro e pertanto si procederà così come inizialmente stabilito: si sommano i valori corrispondenti agli stessi "rapporti di trasmissione" dando un giusto peso ad un metodo piuttosto che all'altro; pertanto i valori normalizzati saranno prima moltiplicati per un coefficiente variabile tra 1 e 0 (valore rappresentante l'importanza o peso di un metodo rispetto all'altro); per esempio, volendo assegnare più importanza al metodo economico piuttosto che a quello dinamico, stabilendo il valore 0,6 per il primo e 0,4 per il secondo (ma possono assumere qualsiasi valore ispirato dalla sensibilità del progettista rispetto agli obiettivi dichiarati dai costruttori), il valore normato SOC sarà moltiplicato per il coefficiente maggiore (quindi il metodo economico assumerà più importanza rispetto a quello dinamico). Il valore così ottenuto rappresenta il migliore compromesso tra i due secondo l'importanza o peso prestabilito. La formula che descrive tale processo è la seguente:

$$Val_i = SOC_{norm,i} \cdot imp_SOC_{\%} + t_{norm,i} \cdot imp_t_{\%} \quad (42)$$

Dove:

- $imp_SOC_{\%}$ - peso di importanza per il metodo economico
- $imp_t_{\%}$ - peso di importanza per il metodo dinamico

Il valore "ottimo globale" viene calcolato dal programma "MATLAB" mediante l'utilizzo di un'opportuna "funzione di costo"; anche in questo caso è stata utilizzata la funzione "fmincon" la quale restituisce come soluzione il valore di coppia di rapporti di trasmissione "personalizzato" da applicare al cambio a due velocità.

12. RISULTATI OTTENUTI

Allo scopo di mostrare la funzionalità del programma elaborato, si è ritenuto opportuno mostrare i possibili risultati ottenibili applicando i metodi di calcolo precedentemente descritti. Per attenersi il più possibile alla realtà, i dati utilizzati sono quelli caratteristici di veicoli realmente esistenti e/o ricavati consultando la letteratura disponibile relativa agli studi sviluppati da ricercatori a livello internazionale. Pertanto ogni esempio riportato sarà identificato o mediante il titolo della relazione pubblicata (nomi dei relatori/ricercatori inclusi), o con il nome della vettura esistente e relativo produttore.

Si precisa che mentre per il primo caso si è proceduto visualizzando tutti i passaggi logici e funzionali del programma (andando anche ad analizzare l'influenza dei dati sui risultati ottenuti) per i successivi due casi, si è operato con sintesi limitandosi ad esporre graficamente e numericamente soltanto i valori risultanti dall'elaborazione del programma.

Esempio 1:

Veicolo elettrico estrapolato da “Model-Based Estimation of Transmission Gear Ratio for Driving Energy Consumption of an EV”⁴²

I dati di ingresso, relativi alle caratteristiche del veicolo analizzato nel seguente caso, sono i seguenti:

Coefficiente di resistenza aerodinamica	C_D	0.28	
Area frontale del veicolo	A	2.19	$[m^2]$
Coefficiente di resistenza al rotolamento	μ_{rr}	0.0083	
Massa del veicolo	m	1645	$[kg]$
Coefficiente di inerzia Rotazionale	δ	1.05	
Potenza Nominale del motore	P_{nom}	80	$[kW]$
Coppia Nominale del motore	T_{nom}	254	$[Nm]$
Velocità nominale del motore	n_{nom}	3'000	$[rpm]$
Velocità massima del motore	n_{max}	10'000	$[rpm]$
Raggio della ruota del veicolo	r_t	0.315	$[m]$
Efficienza di trasmissione	η_{pt}	0.95	
Angolo inclinazione massimo della strada	α	30°	
Velocità massima raggiunta in salita	$v_{max,climb}$	15	$[km/h]$

Tabella 1 – Dati progettuali del veicolo “esempio 1”

Per quanto riguarda il modello della batteria, in mancanza di dati dei fornitori, sono state ipotizzate le seguenti caratteristiche:

Capacità batteria	C_{batt}	70	$[Ah]$
Tensione ai capi della batteria	U_{batt}	300	$[V]$
Stato di carica iniziale	SOC_{iniz}	90%	

Tabella 2 – Dati progettuali energetici “esempio 1”

⁴² [20]

Utilizzando i dati di progetto sopra elencati, Per prima cosa si individuano i campi di esistenza all'interno dei quali vengono calcolate le coppie di ingranaggi ottimali relativi alle due marce. I campi di esistenza sono elaborati come descritto nel capitolo (7) e per il caso in esame risultano:

campo di esistenza per la 1° marcia:

$$i_{1,min} = 5.90; \quad i_{1,max} = 19.60;$$
$$5.90 \leq i_1 \leq 19.60$$

Campo di esistenza per la 2° marcia:

$$i_{2,min} = 1.80; \quad i_{1,max} = 5.70;$$
$$1.80 \leq i_2 \leq 5.70$$

Proprio in questo caso, non si disponeva della “mappa del motore” relativa al propulsore elettrico. Come suggerito nella stessa relazione dalla quale sono stati estrapolati i dati caratteristici del veicolo in esame, la “mappa del motore” è stata calcolata attraverso l'utilizzo della formula indicata nel capitolo (3); per quanto riguarda i rendimenti, si utilizza il modello della potenza persa, attraverso la formula indicata nel medesimo capitolo. I risultati ottenuti sono i seguenti:

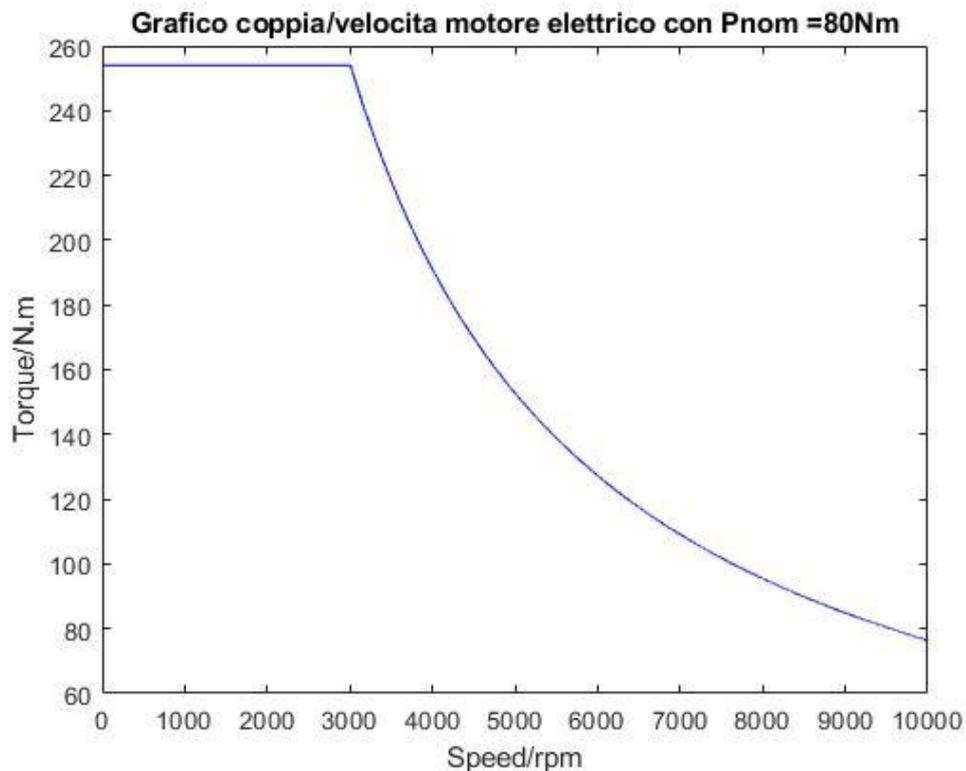


Immagine 26 – Mappa motore “esempio 1”

Per ottenere le efficienze qui sotto esposte, sono stati utilizzati i valori costanti riportati a pagina 22 del capitolo (3):

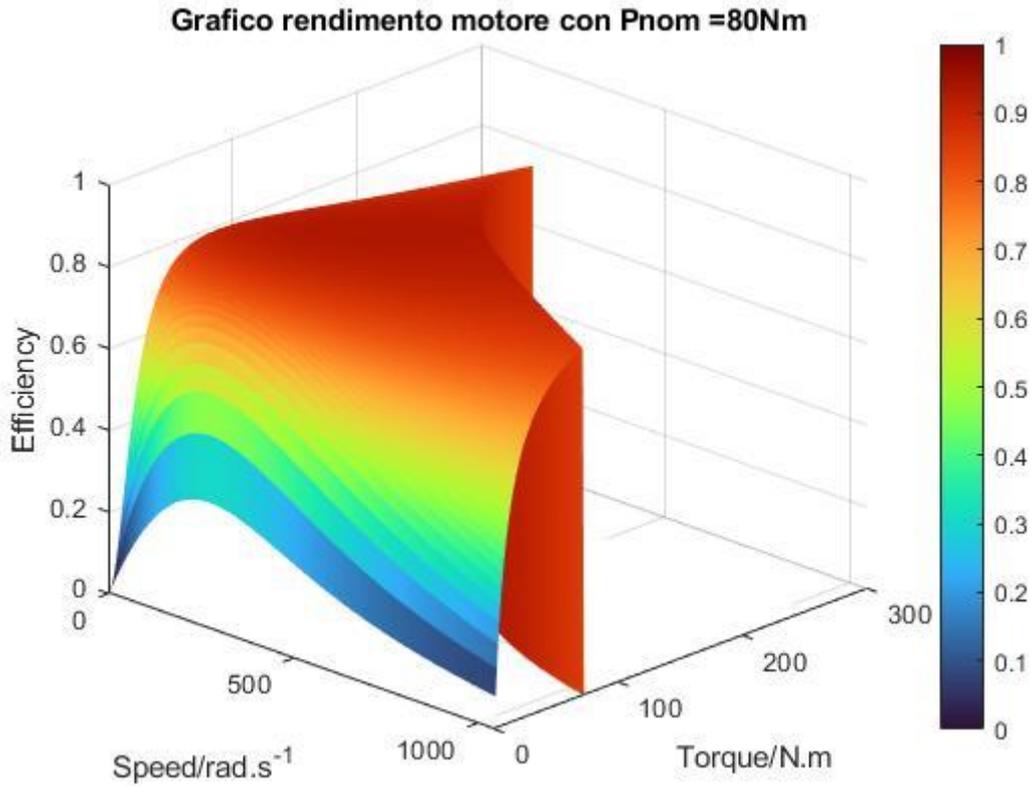


Immagine 27 – Mappa rendimento motore “esempio 1”

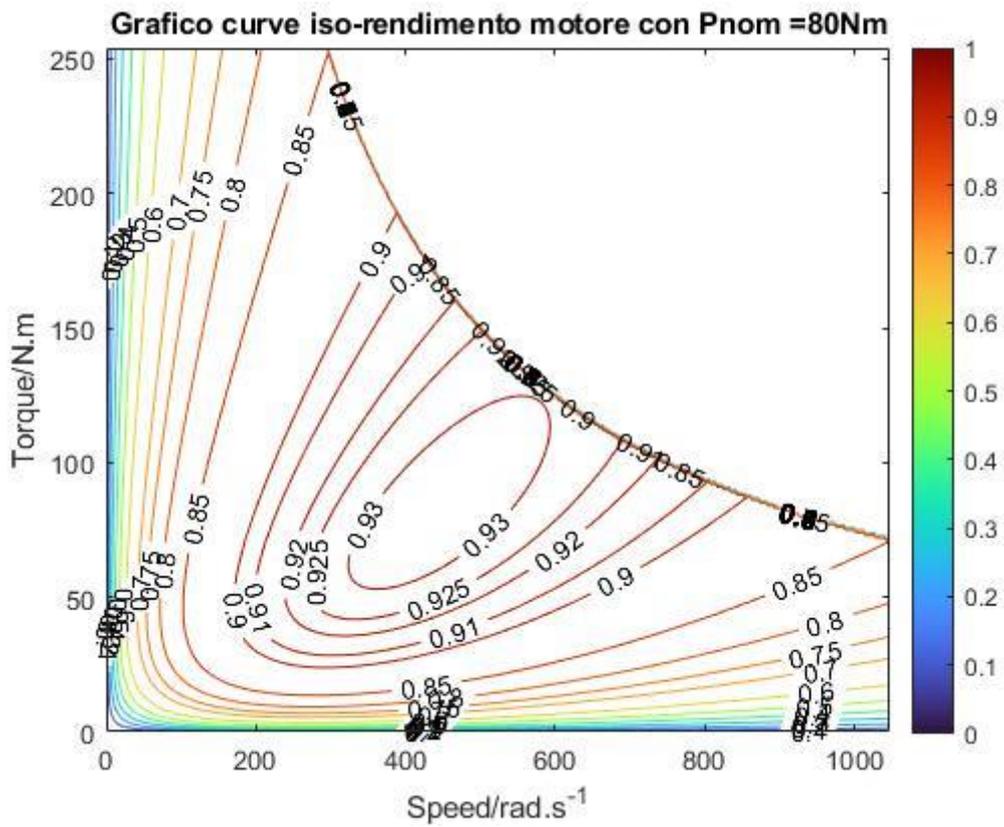


Immagine 28 – Mappa iso-rendimento motore “esempio 1”

Come si può notare dal primo grafico, il motore presenta valori di coppia nominale e velocità massima in linea con quelli di progetto. Si evidenzia che la zona in cui il motore lavora con coppia nominale costante, persiste fino alla velocità di 3000 rpm; successivamente si passa nella zona in cui il motore opera a potenza costante raggiungendo il valore di coppia pari a 76,4 Nm con cui si esprime la velocità massima pari a 10.000 rpm.

Per quanto riguarda i grafici relativi al rendimento del motore, è evidente che quest'ultimo ottiene i rendimenti massimi per valori di coppia che si attestano in un intorno di 100 Nm e valori di velocità che stanno in un intorno approssimativo di 400 rad/s (circa 3800 rpm). Infatti il picco di efficienza si raggiunge per una combinazione di valori che sono rispettivamente 4150 rpm e 80 Nm ed ammonta a 93.28%.

Calcolati i valori del rendimento si procede con lo studio delle marce.

Per ogni coppia di rapporti di trasmissione scelti, si calcolano le mappe del rendimento del veicolo nelle condizioni di marcia 1 e marcia 2 ingranate. Al fine di analizzare l'influenza che le marce scelte hanno sulla mappa motore nonché sui relativi rendimenti, a titolo esplicativo, di seguito vengono riportati due grafici realizzati con la seguente coppia di rapporti tra marce: 8,5 per la 1° marcia e 3,4 per la 2° marcia

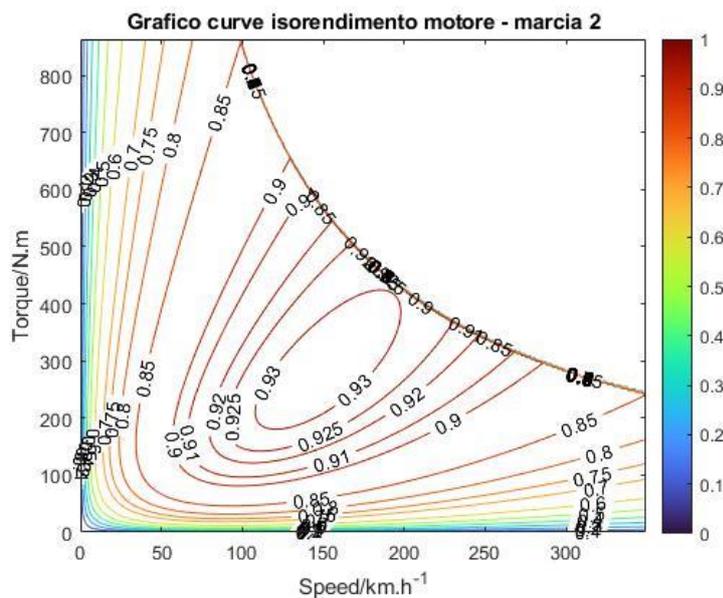


Immagine 29 – Mappa efficienza iso-rendimento marcia-1 “esempio 1”

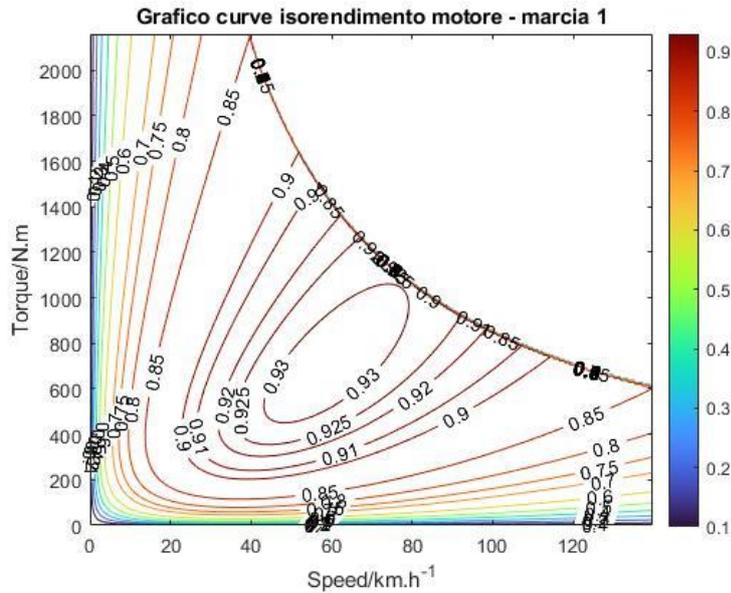


Immagine 30 – Mappa efficienza iso-rendimento marcia-2 “esempio 1”

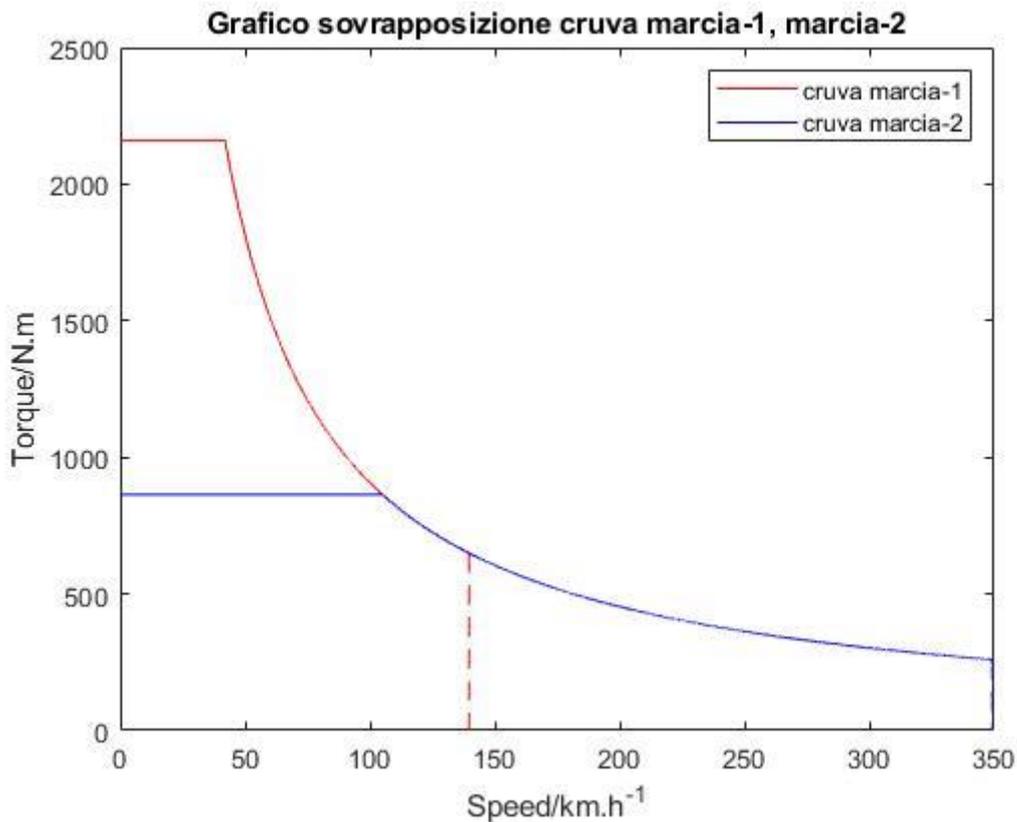


Immagine 31 – Area sovrapposizione mappe efficienza “esempio 1”

L'ultimo grafico sopra riportato rappresenta la sovrapposizione delle due mappe motore appena calcolate. Esso si rivela molto importante per il calcolo della legge del cambio in quanto identifica la zona di sovrapposizione all'interno della quale calcolare la logica di cambio; in questo caso specifico è compresa tra valori di velocità che variano da 0 a circa 140 km/h e per valori di coppia che variano da 0 a circa 860 Nm.

Come si evince dalle figure sopra riportate, la coppia massima erogabile e la velocità massima raggiungibile dal motore variano in maniera dipendente dal valore di marcia utilizzato. La 1° marcia rispetto alla 2° marcia, esprimerà sicuramente una coppia massima superiore ed una velocità massima raggiungibile inferiore rispetto quella ottenibile con la 2° marcia inserita. Ovviamente questo avviene per qualsiasi combinazione di rapporti di trasmissione scelti. Sostituendo i valori dei rapporti di trasmissione utilizzati per la generazione dei grafici sopra esposti con altri scelti fra quelli all'interno degli intervalli precedentemente calcolati, ciò che si osserva è un evidente e sostanziale slittamento delle rispettive aree d'influenza (1° e 2° marcia) delle due mappe del motore; infatti per rapporti della prima marcia sempre più alti (e conseguentemente della seconda marcia abbinata) le mappe si spostano verso valori di coppia massima sempre più alti riducendo conseguentemente il valore della velocità massima raggiungibile per ogni mappa motore. In sostanza le curve si schiacciano sempre più verso sinistra e verso l'alto.

Invece, tenendo costante il rapporto di trasmissione della prima marcia e variando il rapporto di trasmissione della seconda, si nota come per valori sempre più piccoli di quest'ultima la velocità massima raggiungibile del veicolo aumenta a discapito di un decremento sostanziale della zona di cambio ammissibile.

Di seguito si riporta una serie di grafici che mostrano visivamente lo spostamento delle mappe in funzione della variazione del secondo rapporto di trasmissione:

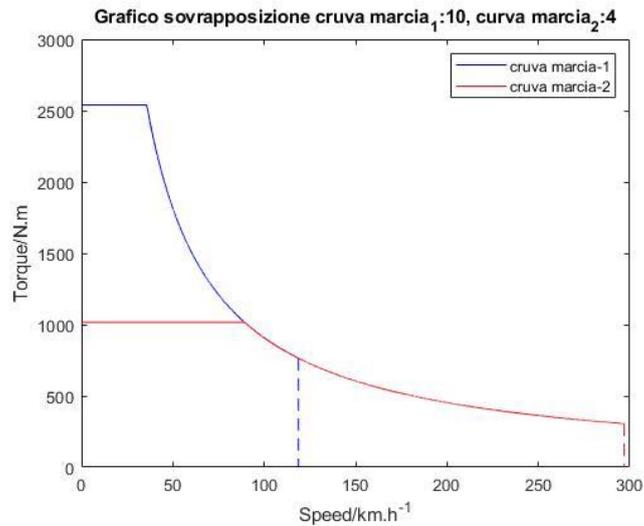


Immagine 32 – Area sovrapposizione mappe efficienza “esempio 1” (con marcia 1°: 10, marcia 2°:4)

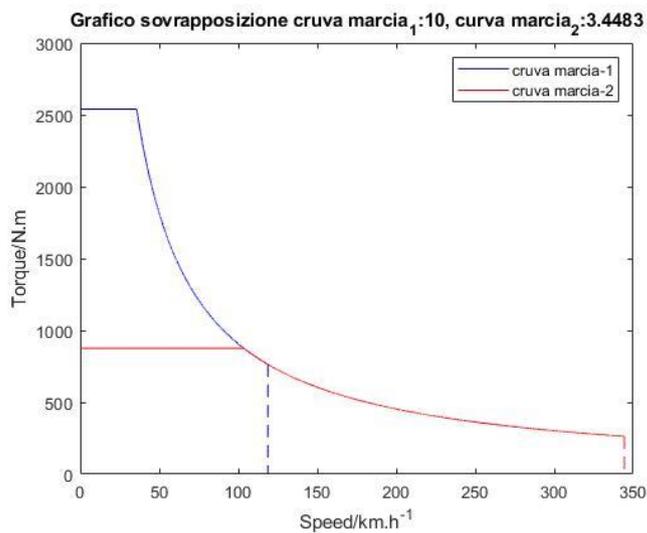


Immagine 33 – Area sovrapposizione mappe efficienza “esempio 1” (con marcia 1°: 10, marcia 2°:3.44)

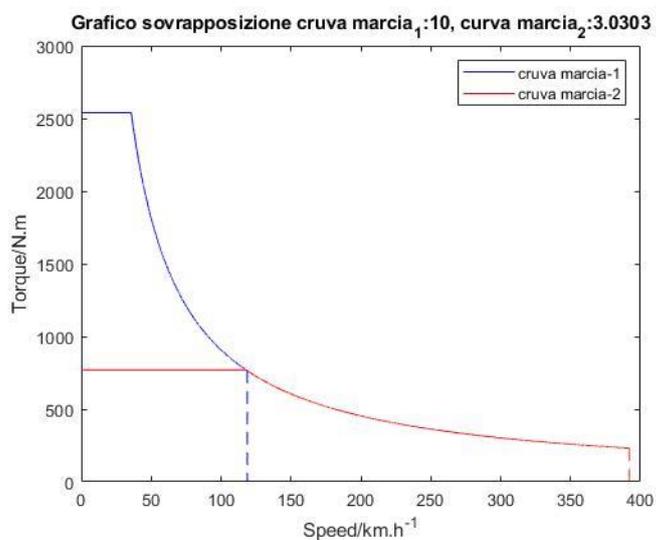


Immagine 34 – Area sovrapposizione mappe efficienza “esempio 1” (con marcia 1°: 10, marcia 2°:3.03)

Come spiegato nel capitolo (8), si ottiene (sempre per ogni coppia di rapporti di trasmissione relativi alla 1° e 2° marcia), la legge del cambio che garantisce di lavorare nelle zone con il massimo rendimento possibile. A titolo esplicativo viene riportato un esempio grafico utilizzando i parametri 8,5 per la 1° marcia e 3,4 per la 2° marcia (già precedentemente impiegati), sia per quanto riguarda la legge del cambio, sia per quanto riguarda le curve dalle quali viene ricavata:

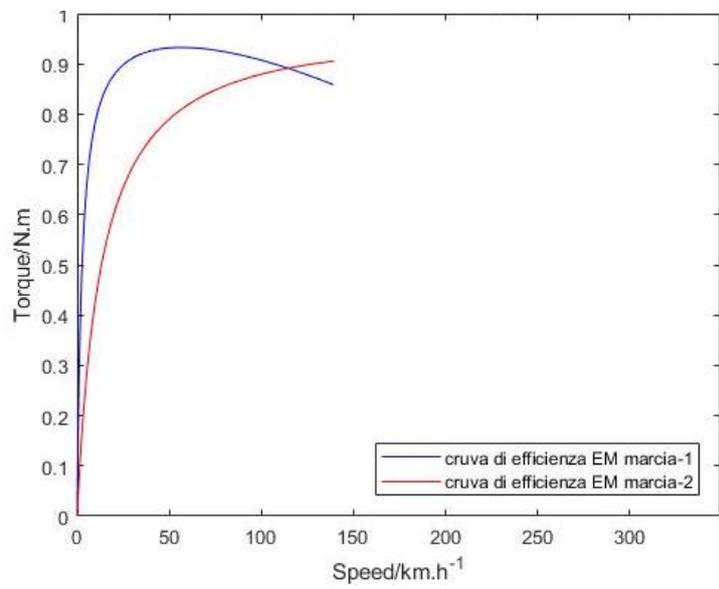


Immagine 35 – Curve rendimento motore ottenute con marcia 1° ingranata per una percentuale di potenza disponibile pari a 0.3 (esempio 1)

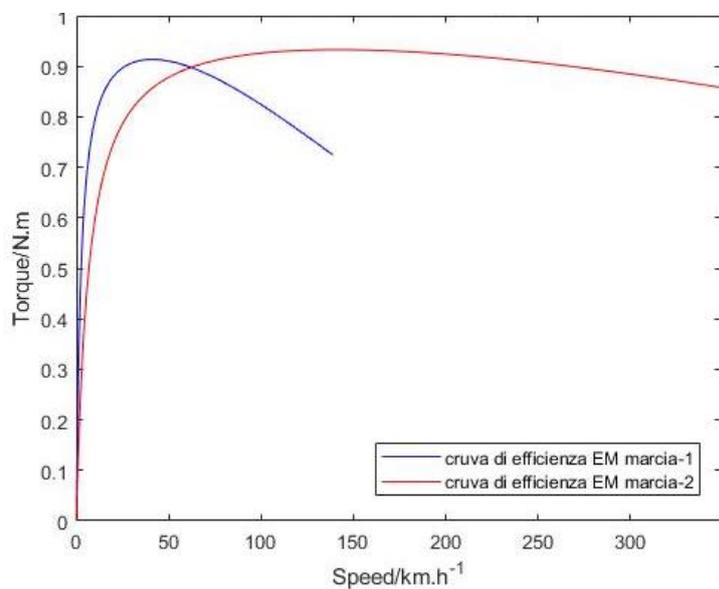


Immagine 36 – Curve rendimento motore ottenute con marcia 2° ingranata per una percentuale di potenza disponibile pari a 0.3 (esempio 1)

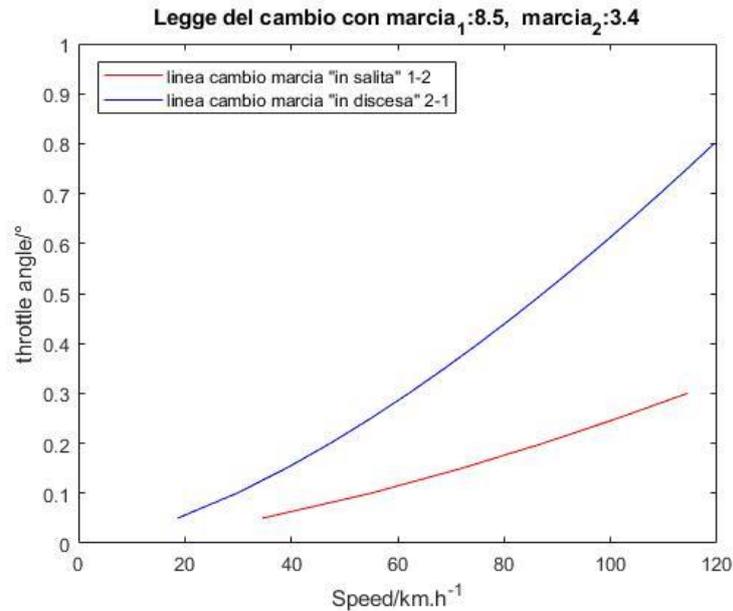


Immagine 37 – Legge del cambio relativa alla combinazione di marce: (8.5,3.4) (esempio 1)

E' possibile notare che per valori sempre maggiori del rapporto di trasmissione della 1° marcia (e conseguentemente della 2° marcia abbinata), i cambi relativi ad un dato angolo di accelerazione (sia di marcia in salita che in discesa), avverranno sempre più a velocità minore; mentre tenendo fisso il valore della 1° marcia e diminuendo il rapporto di trasmissione della 2°, i punti di cambio relativi agli stessi valori percentuali di potenza disponibile (sia di marcia in salita che in discesa) si ottengono per velocità sempre maggiori. Si manifesta dunque un leggero "schiacciamento" delle curve sull'asse delle ascisse durante il progressivo decremento del valore del rapporto di trasmissione relativo alla 2° marcia; in compenso, poiché al diminuire del rapporto di trasmissione della 2° marcia (tenendo sempre costante il rapporto della 1°) la zona di cambio si restringe in ampiezza, per valori di rapporti di trasmissione della seconda marcia sempre minori, la zona di lavoro condivisa della seconda marcia risulta concentrata in una zona poco favorevole (con rendimenti sostanzialmente più bassi rispetto alla 1° marcia). Quindi si individuano dei nuovi punti di cambio di marcia in discesa (direttamente dipendenti dalla percentuale di potenza disponibile) dove prima non era conveniente con conseguente aumento della lunghezza della curva di marcia in discesa e diminuzione della lunghezza della curva di marcia in salita.

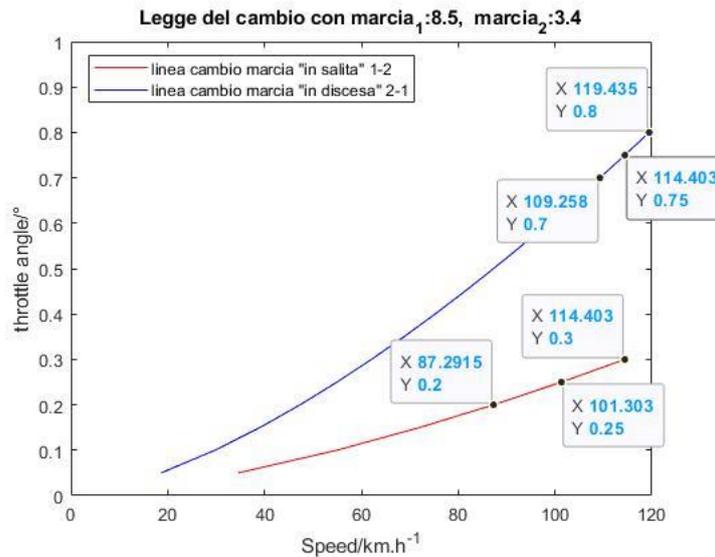


Immagine 38 – Legge del cambio relativa alla combinazione di marce: (8.5,3.4) (esempio 1)

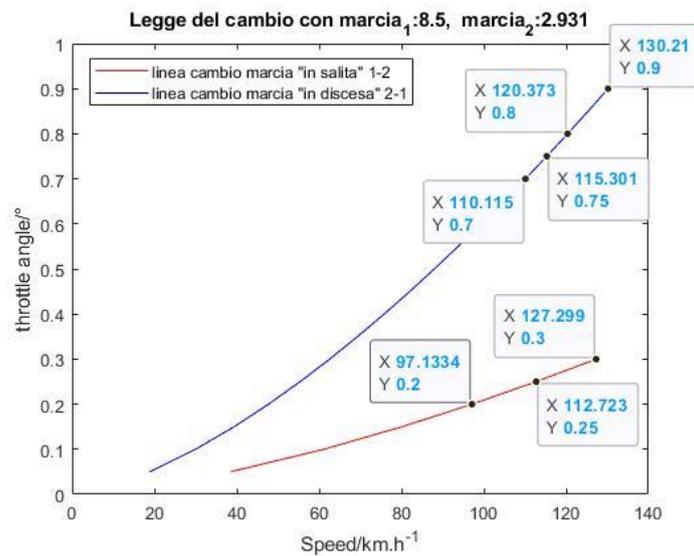


Immagine 39 – Legge del cambio relativa alla combinazione di marce: (8.5,2.93) (esempio 1)

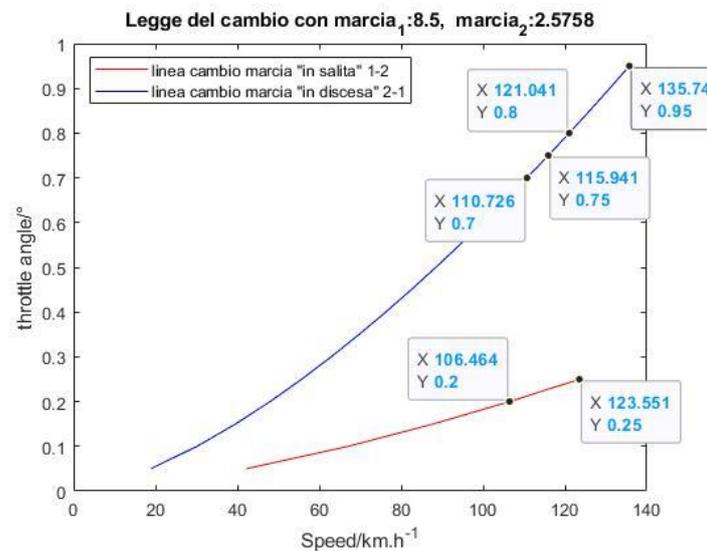


Immagine 40 – Legge del cambio relativa alla combinazione di marce: (8.5,2.93) (esempio 1)

Calcolata la legge con la quale si identificano le condizioni in cui si applica un cambio marcia, si procede applicando un ciclo NEDC per ogni configurazione di rapporti di trasmissione. Lo studio del consumo complessivo consente di originare un grafico in cui, per ogni rapporto di trasmissione, viene espresso il valore della batteria consumata come da grafico sotto riportato

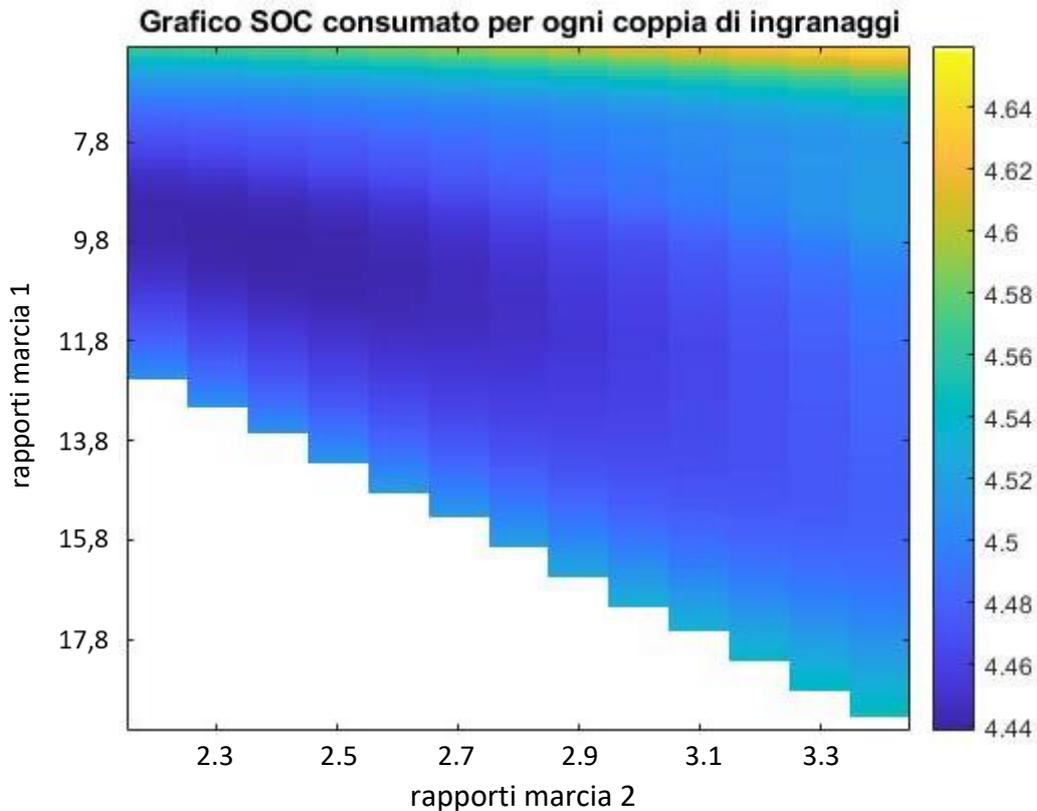


Immagine 41 – Grafico SOC consumato relativo ad ogni possibile coppia di rapporti ingranaggi marcia 1°/marcia 2° (esempio 1)

In cui sulle ordinate viene esposto il valore del rapporto di trasmissione della 1° marcia e sulle ascisse viene riportato il valore del rapporto di trasmissione della 2° marcia, identificabile mediante il rapporto tra i “rapporti di trasmissione” che secondo Zhou, Walker e Zhang varia da 2.2 a 3.4⁴³.

I risultati ottenuti individuano un consumo minimo attraverso l’utilizzo dei seguenti valori di marce:

$$i_1 = 9.90; \quad i_2 = 4.12;$$

Attraverso questo metodo di ottimizzazione, si evince che considerando la peggior configurazione possibile in termini di combinazioni di marce ($i_1 = 5.90$ e $i_2 = 1.73$), il risparmio energetico, nella configurazione ottimale, ammonta al 4,3%.

Si prosegue con la “ottimizzazione dinamica” del cambio. Per calcolare il tempo trascorso dal veicolo per raggiungere la velocità di 100 km/h partendo da fermo (mediante l’impiego del metodo di ottimizzazione descritto nel capitolo (10)) si applicano i medesimi dati di input elencati all’inizio di quest’esempio, ottenendo il seguente grafico:

⁴³ [7]

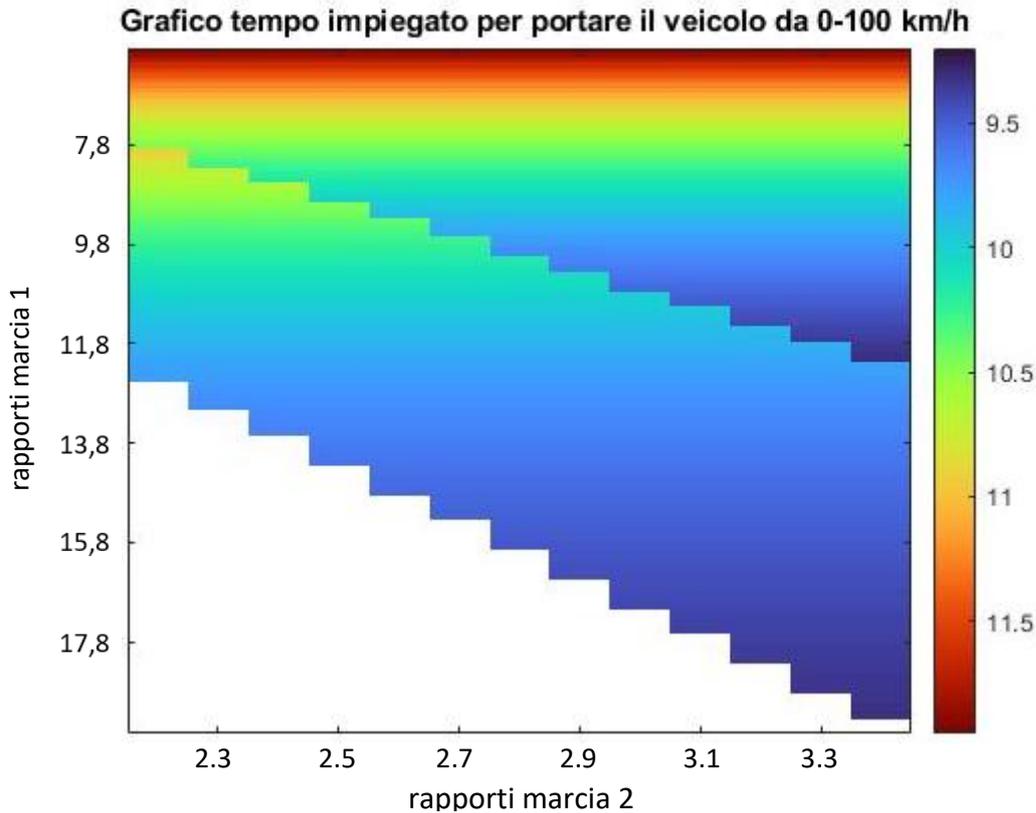


Immagine 42 – Grafico tempo impiegato per portare il veicolo da 0-100 km/h relativo ad ogni possibile coppia di rapporti ingranaggi marcia 1°/marcia 2° (esempio 1)

I rapporti di trasmissione ottimali individuati sono rispettivamente:

$$i_1 = 12,10; \quad i_2 = 3,56;$$

coi quali si ottiene la velocità di 100 km/h in 9,31 secondi. Se si considera la peggior configurazione, (quindi quella che impiega maggior tempo per portare il veicolo a 100 km/h), il risparmio di tempo, utilizzando la configurazione ottimale, ammonta al 22,10%.

Il grafico sopra riportato è stato calcolato ipotizzando che, in partenza e per tutta la durata del ciclo di prova, la percentuale di potenza disponibile sia la massima possibile. In questo modo, si fornisce, in ogni istante del test tutta la potenza possibile al fine di portare repentinamente il veicolo alla velocità obbiettivo. L'accelerazione del veicolo non è costante durante l'intero processo; infatti finché ci si ritrova nella zona di lavoro del motore in cui sia possibile considerare costante la coppia, il veicolo accelera alla massima accelerazione possibile. Quando si passa nella zona di lavoro a potenza costante, l'accelerazione si riduce seguendo lo stesso andamento della potenza. Di seguito sono riportati i grafici nel caso in cui si abbiano i rapporti di trasmissione ottimali:

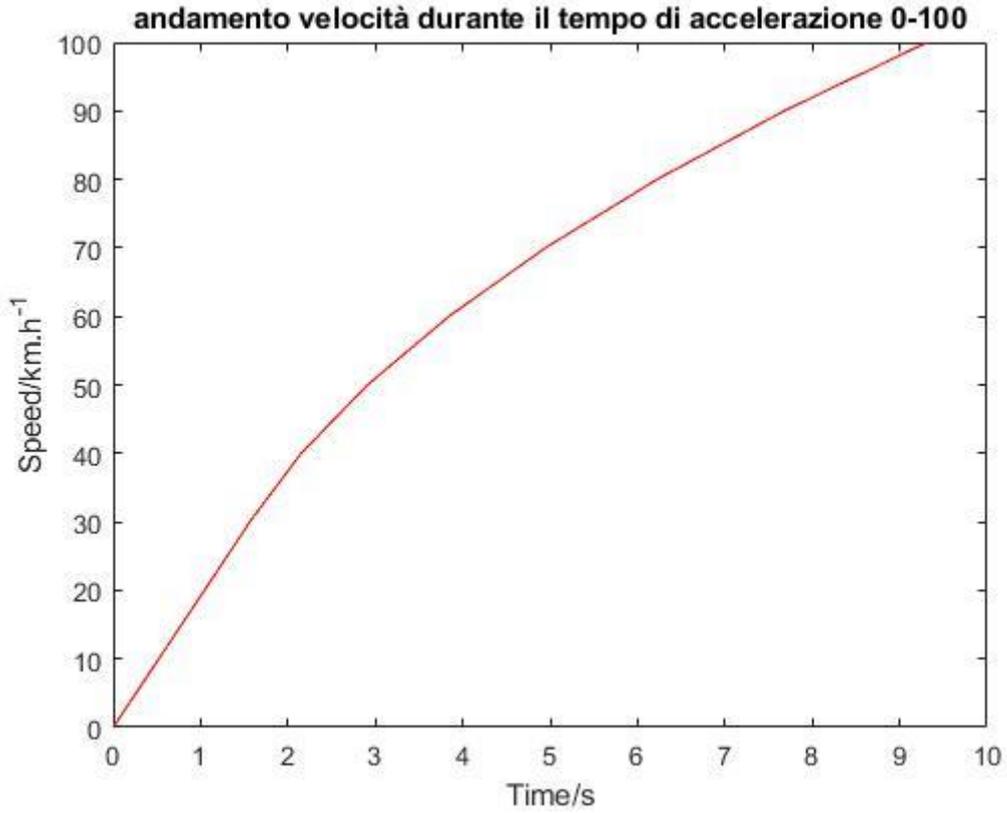


Immagine 43 – Andamento velocità del veicolo in funzione del tempo (esempio 1)

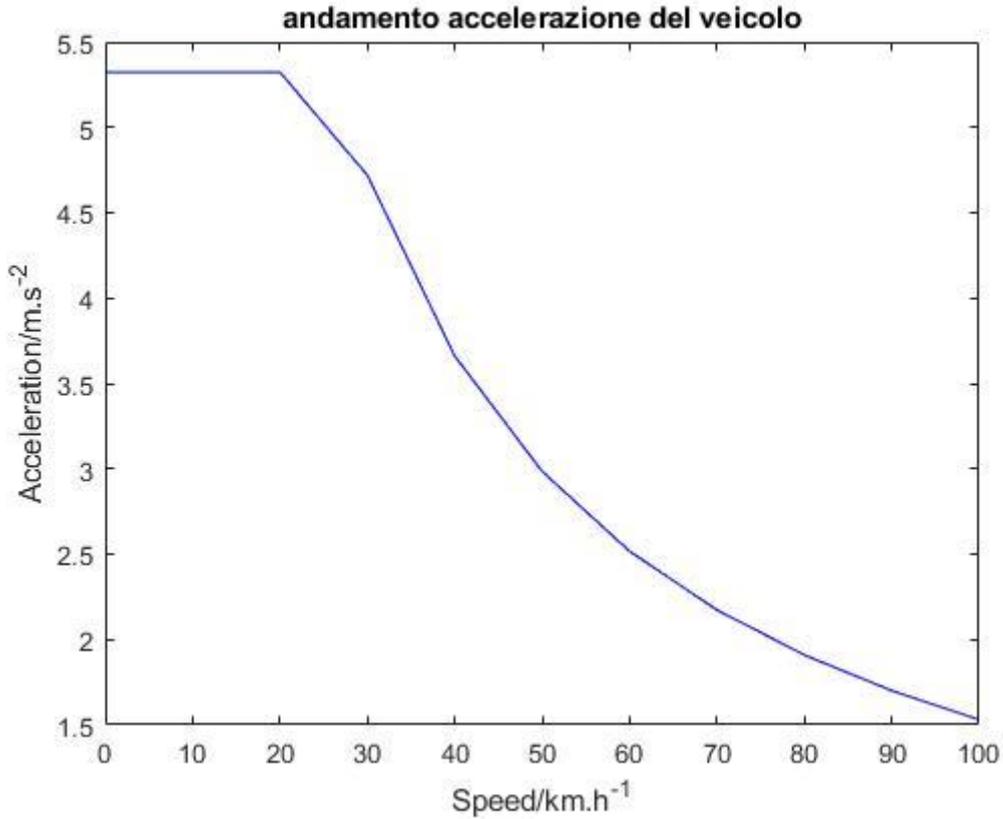


Immagine 44 – Andamento accelerazione del veicolo in funzione della velocità (e quindi del tempo) di punta del veicolo (esempio 1)

Essendo un processo che dipende dalla coppia generata (più è alta più alta sarà l'accelerazione di punta del veicolo), l'intero processo di ottimizzazione ha una forte dipendenza dalla 1° marcia. La 2° marcia invece (considerando di iniziare il processo in condizioni di potenza massima generata), nel momento in cui viene ingranata, lavora mantenendo le stesse condizioni di potenza continuando a fornire la medesima quantità di accelerazione espressa dalla 1° marcia. Quindi, il proprio contributo, non influisce sulle tempistiche di ottimizzazione quando la zona di lavoro della prima marcia comprende tutto l'intervallo tra 0-100km/h; in alcuni casi anzi, poiché il cambio impiega circa 0.5 secondi per passare dall'una all'altra marcia, l'ingranamento della 2° marcia può comportare un aumento del tempo necessario per raggiungere la velocità di 100 km/h se confrontato con lo stesso veicolo, avente 1° marcia innestata, nelle stesse condizioni di lavoro.

La 2° marcia risulta quindi necessaria nel solo caso in cui la velocità massima raggiungibile unicamente attraverso l'utilizzo della 1° marcia risulti inferiore alla velocità di 100km/h.

Nel nostro specifico caso, la condizione ottimale in cui si raggiunge nel minor tempo possibile la velocità target di 100km/h è ottenuta attraverso l'utilizzo di una configurazione di ingranaggi in cui l'obiettivo è raggiunto utilizzando unicamente la 1° marcia ingranata.

L'immagine sotto riportata, rappresenta il grafico di sovrapposizione tra la 1° e la 2° marcia nel caso ottimale

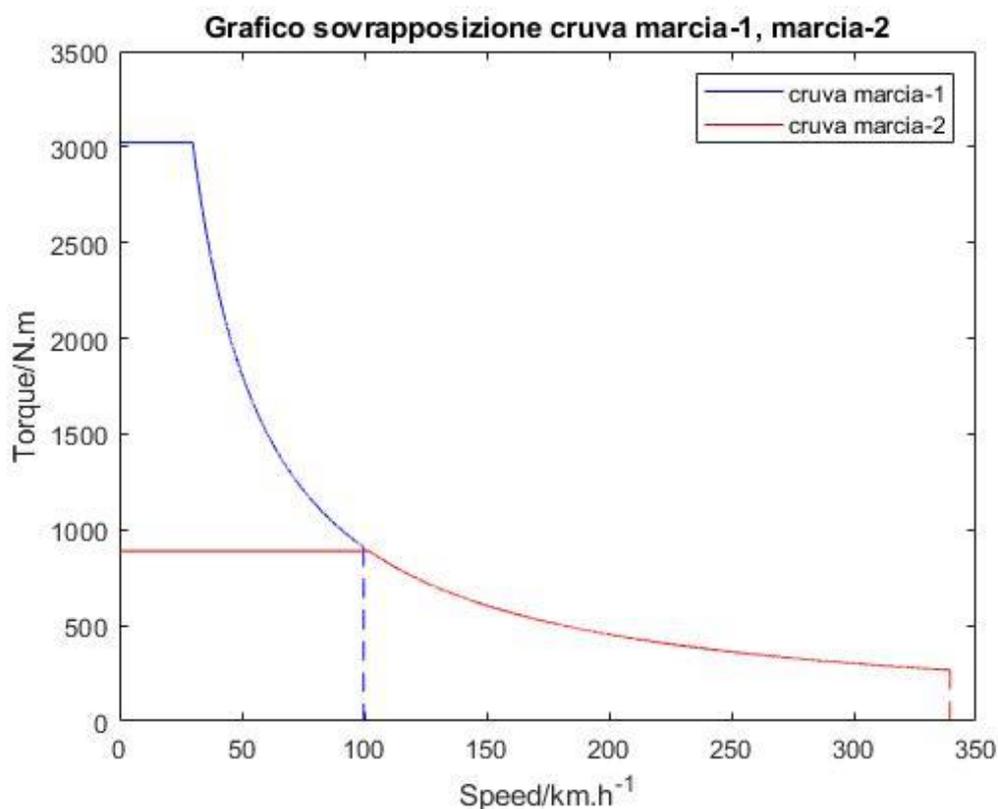


Immagine 45 – grafico sovrapposizione mappe efficienza relativo alla condizione ottimale secondo l'ottimizzazione dinamica (esempio 1)

Infine, introducendo i valori “peso” 0,4 e 0,6 in grado di conferire una maggiore importanza al secondo metodo di ottimizzazione rispetto al primo, si ottiene la seguente coppia di ingranaggi quale compromesso ideale tra i due metodi:

$$i_1 = 11.40;$$

$$i_2 = 3.56;$$

Hinov, Punov, Gilev e Vacheda⁴⁴, identificano come rapporti di trasmissione ottimali i seguenti valori:

$$i_1 = 9.27; \quad i_2 = 5.79;$$

che, se confrontati con quelli ottimali calcolati nel processo di ottimizzazione economico sviluppato dal programma, risultano essere molto simili. Si evince dunque come gli autori sopracitati abbiano ottimizzato il veicolo seguendo un ragionamento di risparmio energetico.

⁴⁴ [20]

Esempio 2:

Veicolo elettrico estrapolato da “Gear ratio optimization and shift control of 2-speed I-AMT in electric vehicle”⁴⁵

I dati di ingresso, relativi alle caratteristiche del veicolo analizzate nel seguente caso sono qui sotto riportate:

Coefficiente di resistenza aerodinamica	C_D	0.36	
Area frontale del veicolo	A	2.08	[m ²]
Coefficiente di resistenza al rotolamento	μ_{rr}	0.011	
Massa del veicolo	m	1533	[kg]
Coefficiente di inerzia Rotazionale	δ	1.05	
Potenza Nominale del motore	P_{nom}	42.5	[kW]
Coppia Nominale del motore	T_{nom}	208	[Nm]
Velocità nominale del motore	n_{nom}	1'950	[rpm]
Velocità massima del motore	n_{max}	9'000	[rpm]
Raggio della ruota del veicolo	r_t	0.3	[m]
Efficienza di trasmissione	η_{pt}	0.96	
Angolo inclinazione massimo della strada	α	14°	
Velocità massima raggiunta in salita	$v_{max,climb}$	15	[km/h]

Tabella 3 – Dati progettuali del veicolo “esempio 2”

Rispetto al 1° esempio analizzato precedentemente, questo motore è di taglia più piccola.

Per quanto riguarda il modello della batteria, in mancanza di dati forniti, anche in questo caso sono state ipotizzate le seguenti caratteristiche:

Capacità batteria	C_{batt}	70	[Ah]
Tensione ai capi della batteria	U_{batt}	300	[V]
Stato di carica iniziale	SOC_{iniz}	90%	

Tabella 4 – Dati progettuali energetici “esempio 2”

Utilizzando i dati di progetto sopra elencati, Per prima cosa si individuano i campi di esistenza all'interno dei quali vengono calcolate le coppie di ingranaggi ottimali relativi alle due marce. I campi di esistenza sono elaborati come descritto nel capitolo (7) e per il caso in esame risultano:

campo di esistenza per la 1° marcia:

$$i_{1,min} = 5.80; \quad i_{1,max} = 28.80;$$

$$5.80 \leq i_1 \leq 28.80$$

Campo di esistenza per la 2° marcia:

$$i_{2,min} = 1.70; \quad i_{2,max} = 8.40;$$

$$1.70 \leq i_2 \leq 8.40$$

⁴⁵ [26]

La mappa rendimento del motore, elaborata dal programma, viene sotto riportata:

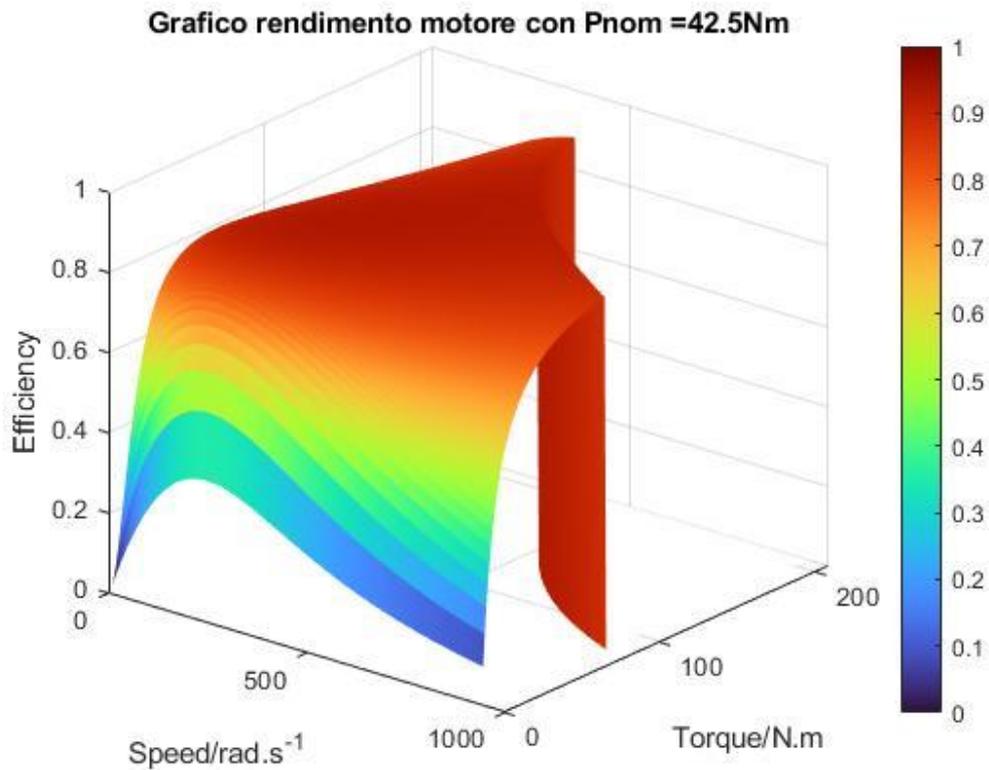


Immagine 46 – Mappa rendimento motore “esempio 2”

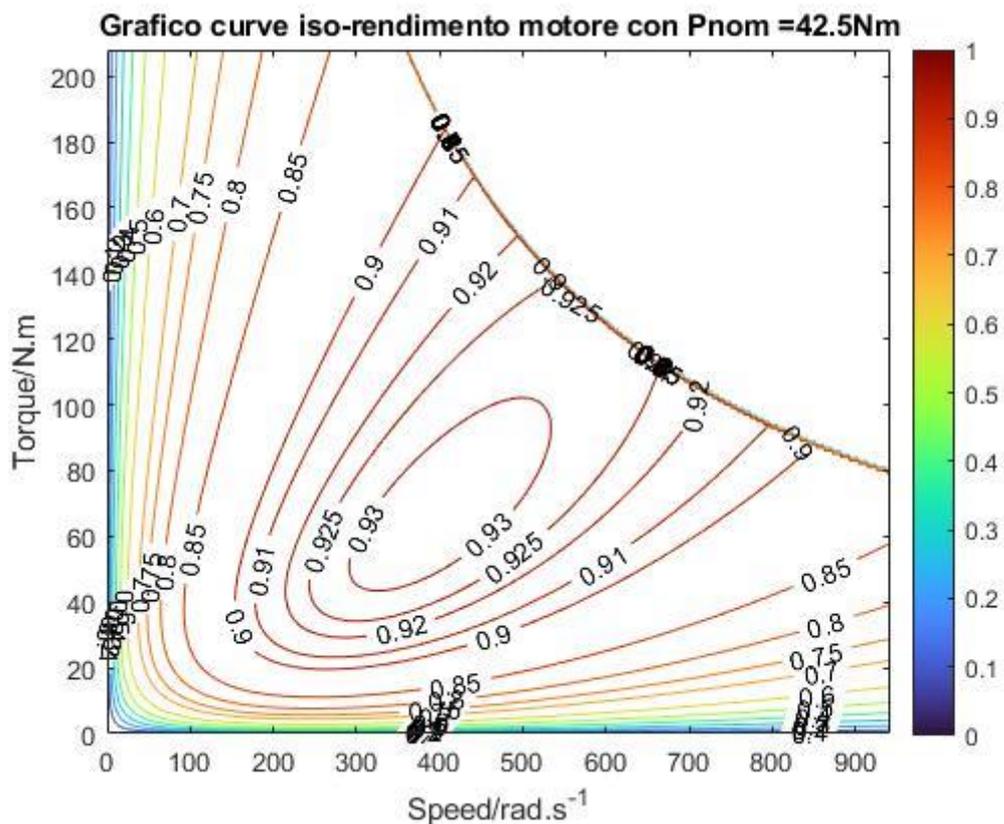


Immagine 47 – Mappa iso-rendimento motore “esempio 2”

Il rendimento massimo raggiungibile, nel modello creato attraverso MATLAB, è pari al 94,62%.

Utilizzando le mappe di rendimento di cui sopra, si procede applicando un ciclo NEDC ad ogni configurazione di rapporti di trasmissione. Lo studio del consumo complessivo, consente di originare un grafico in cui, per ogni rapporto di trasmissione, viene espresso il valore della batteria consumata; tale grafico viene di seguito riportato

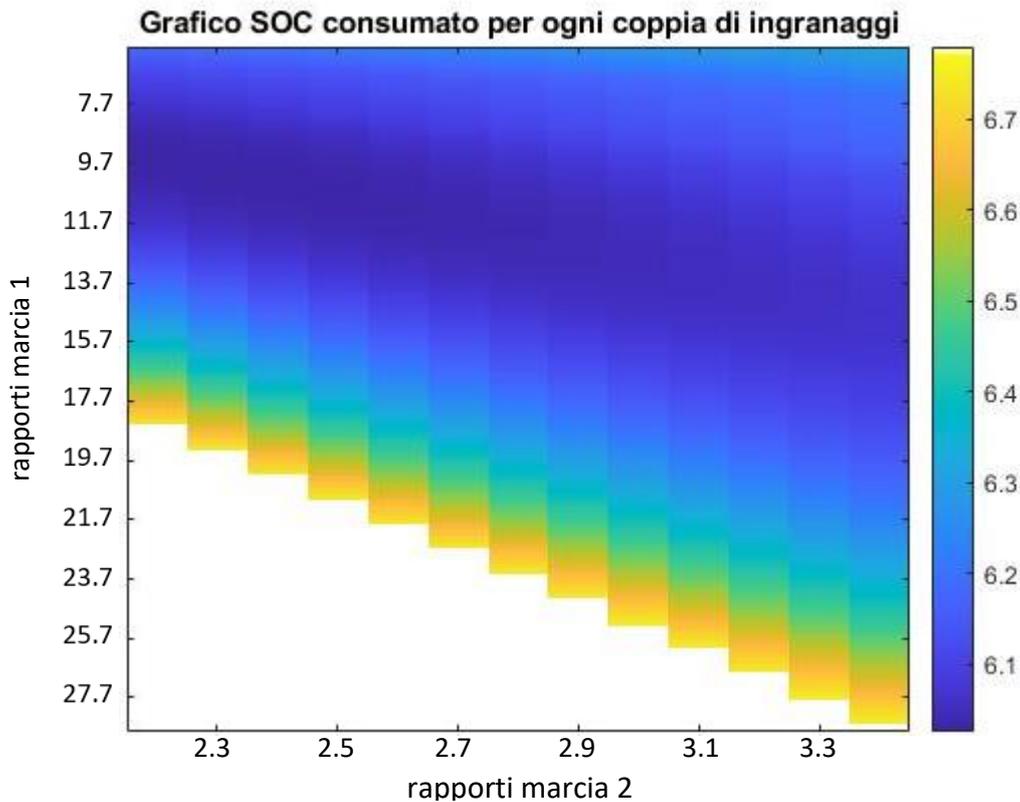


Immagine 48 – Grafico SOC consumato relativo ad ogni possibile coppia di rapporti ingranaggi marcia 1°/marcia 2° (esempio 2)

I risultati ottenuti individuano un consumo minimo attraverso l'utilizzo dei seguenti valori di marce:

$$i_1 = 9.90; \quad i_2 = 4.30;$$

attraverso questo metodo di ottimizzazione, si evince che se si considera la peggior configurazione possibile in termini di combinazioni di marce ($i_1 = 28.50$ e $i_2 = 8.38$), il risparmio energetico, utilizzando la configurazione ottimale, ammonta al 10,66%.

Si prosegue con la “ottimizzazione dinamica” del cambio. Per calcolare i secondi trascorsi affinché il veicolo raggiunga la velocità di 100 km/h, partendo da fermo, utilizzando il processo di ottimizzazione descritto nel capitolo (10) ed applicando i medesimi dati di input elencati all'inizio di quest'esempio, si ottiene il seguente grafico:

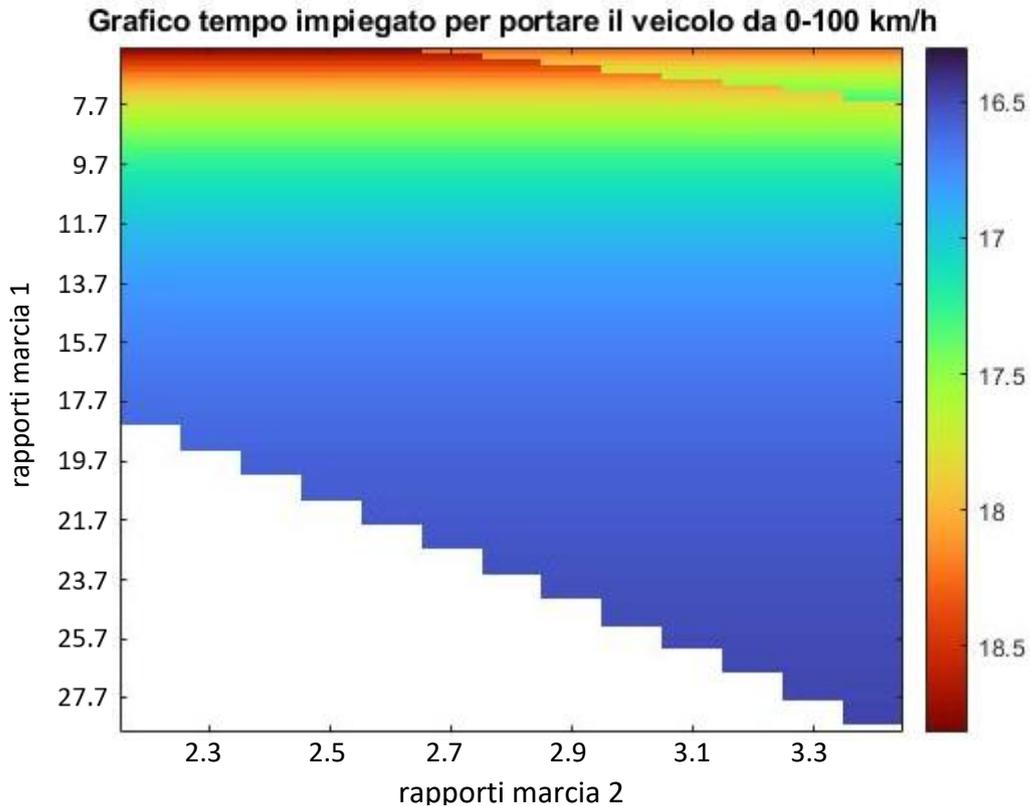


Immagine 49 – Grafico tempo impiegato per portare il veicolo da 0-100 km/h relativo ad ogni possibile coppia di rapporti ingranaggi marcia 1°/marcia 2° (esempio 2)

I rapporti di trasmissione ottimali individuati sono rispettivamente:

$$i_1 = 28.50; \quad i_2 = 8.38;$$

coi quali si ottiene la velocità di 100 km/h in 16.48 secondi. Se si considera la peggior configurazione, (quindi quella che impiega maggior tempo per portare il veicolo a 100 km/h), il risparmio di tempo, utilizzando la configurazione ottimale, ammonta al 12,40%

Infine, introducendo i valori “peso” 0,6 e 0,4 in grado di conferire una maggiore importanza al secondo metodo di ottimizzazione rispetto al primo, si ottiene la seguente coppia di ingranaggi quale compromesso ideale tra i due metodi:

$$i_1 = 14.90; \quad i_2 = 4.66;$$

Gao, Liang, Xiang, Guo e Chen⁴⁶, identificano come rapporti di trasmissione ottimali i seguenti valori:

$$i_1 = 2.7; \quad i_2 = 1.3;$$

considerando un rapporto di trasmissione al ponte pari a

$$i_0 = 3,94;$$

⁴⁶ [26]

Anche in questo caso, se confrontiamo i valori ottimali calcolati nel processo di ottimizzazione economico con i valori suggeriti dagli autori sopracitati, si evince come i risultati ottenuti risultano essere molto simili. Questi ultimi dunque hanno preferito ottimizzare il veicolo preferendo la metodologia economica a quella dinamica.

Esempio 3:

Veicolo elettrico “Nissan Leaf SV – modello 2013”

I dati di ingresso, relativi alle caratteristiche del veicolo analizzato nel seguente caso, sono i seguenti:

Coefficiente di resistenza aerodinamica	C_D	0.28	
Area frontale del veicolo	A	2.276	$[m^2]$
Coefficiente di resistenza al rotolamento	μ_{rr}	0.016	
Massa del veicolo	m	1793	$[kg]$
Coefficiente di inerzia Rotazionale	δ	1.05	
Potenza Nominale del motore	P_{nom}	80	$[kW]$
Coppia Nominale del motore	T_{nom}	254	$[Nm]$
Velocità nominale del motore	n_{nom}	1'950	$[rpm]$
Velocità massima del motore	n_{max}	10'000	$[rpm]$
Raggio della ruota del veicolo	r_t	0.316	$[m]$
Efficienza di trasmissione	η_{pt}	0.95	
Angolo inclinazione massimo della strada	α	14°	
Velocità massima raggiunta in salita	$v_{max,climb}$	70	$[km/h]$

Tabella 5 – Dati progettuali del veicolo “esempio 3”

Rispetto al Caso precedente (esempio n°2) il motore analizzato è di taglia più grande e simile al primo.

Per quanto riguarda il modello della batteria, in questo caso sono stati utilizzati i valori specifici del costruttore sotto riportati:

Capacità batteria	C_{batt}	66.2	$[Ah]$
Tensione ai capi della batteria	U_{batt}	360	$[V]$
Stato di carica iniziale	SOC_{iniz}	90%	

Tabella 6 – Dati progettuali energetici “esempio 3”

Utilizzando i dati di progetto sopra elencati, Per prima cosa si individuano i campi di esistenza all'interno dei quali vengono calcolate le coppie di ingranaggi ottimali relativi alle due marce. I campi di esistenza sono elaborati come descritto nel capitolo (7) e per il caso in esame risultano:

campo di esistenza per la 1° marcia:

$$i_{1,min} = 3.50; \quad i_{1,max} = 27.90;$$
$$3.50 \leq i_1 \leq 27.90$$

Campo di esistenza per la 2° marcia:

$$i_{2,min} = 1.10; \quad i_{2,max} = 8.20;$$
$$1.70 \leq i_2 \leq 8.40$$

La mappa rendimento del motore, elaborata dal programma, viene sotto riportata:

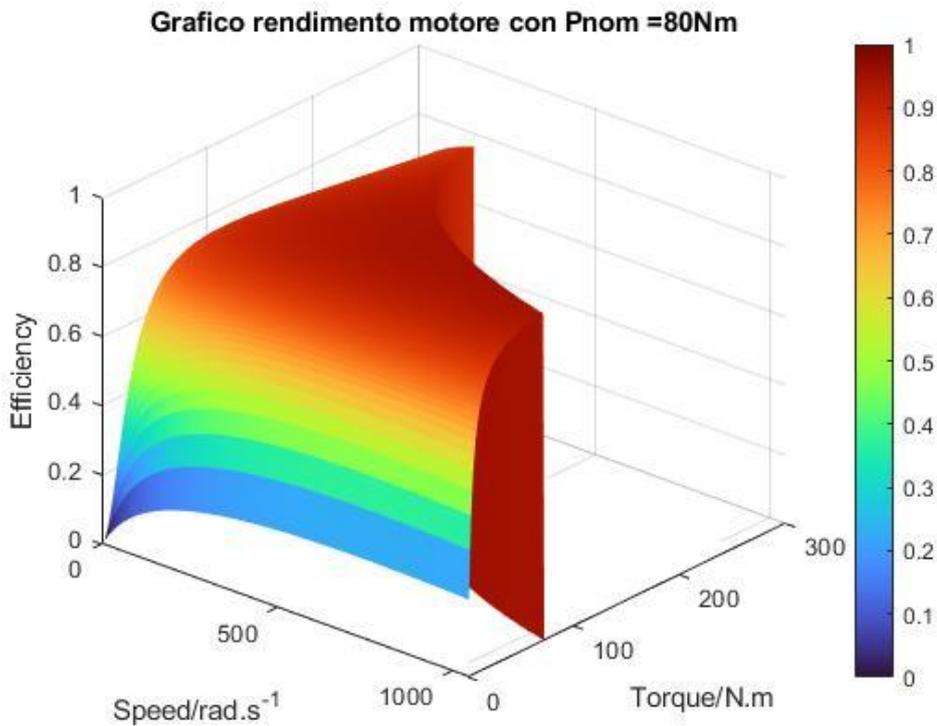


Immagine 50 – Mappa rendimento motore “esempio 3”

In questo specifico esempio abbiamo a disposizione anche la mappa del motore; possiamo dunque notare come l’algoritmo sviluppato in questa trattazione, riesce ad emulare la mappa originale con un grado di approssimazione accettabile, evidenziabile nei due successivi grafici:

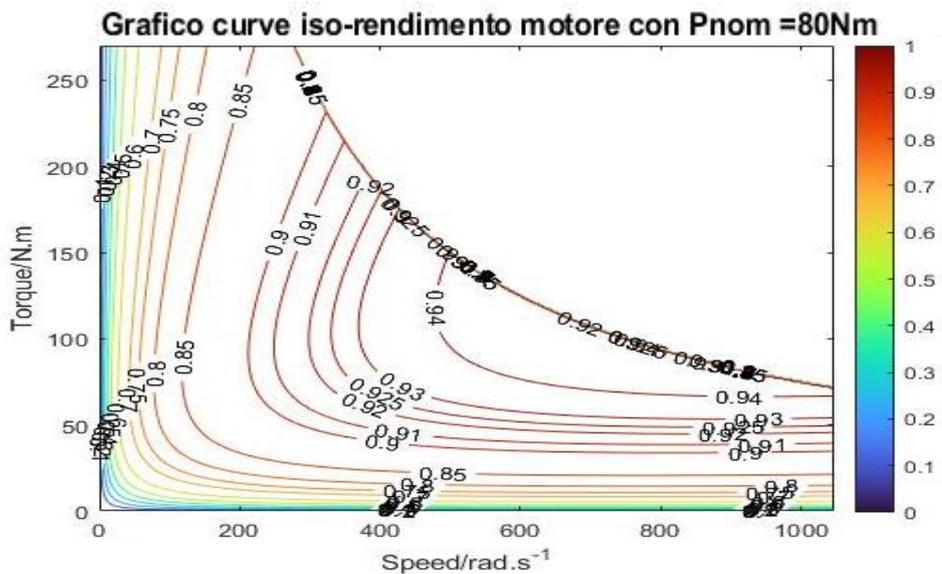


Immagine 51 – Mappa iso-rendimento motore “esempio 3”

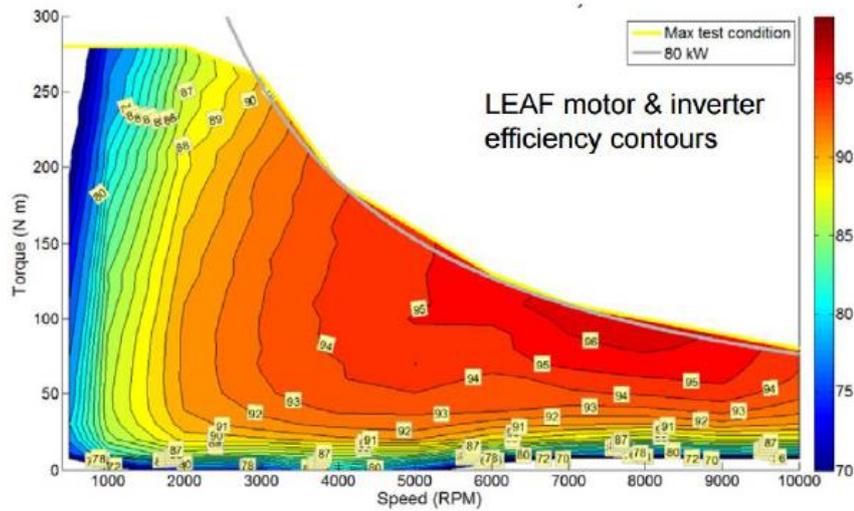


Immagine 52 – Mappa rendimento motore reale “esempio 3” [10]

Il rendimento massimo raggiungibile, nel modello creato attraverso MATLAB, è pari al 95,16%.

Utilizzando le mappe di rendimento relative al motore preso in considerazione, si procede applicando un ciclo NEDC ad ogni configurazione di rapporti di trasmissione. Lo studio del consumo complessivo, consente di originare un grafico in cui, per ogni rapporto di trasmissione, viene espresso il valore della batteria consumata; tale grafico viene di seguito riportato

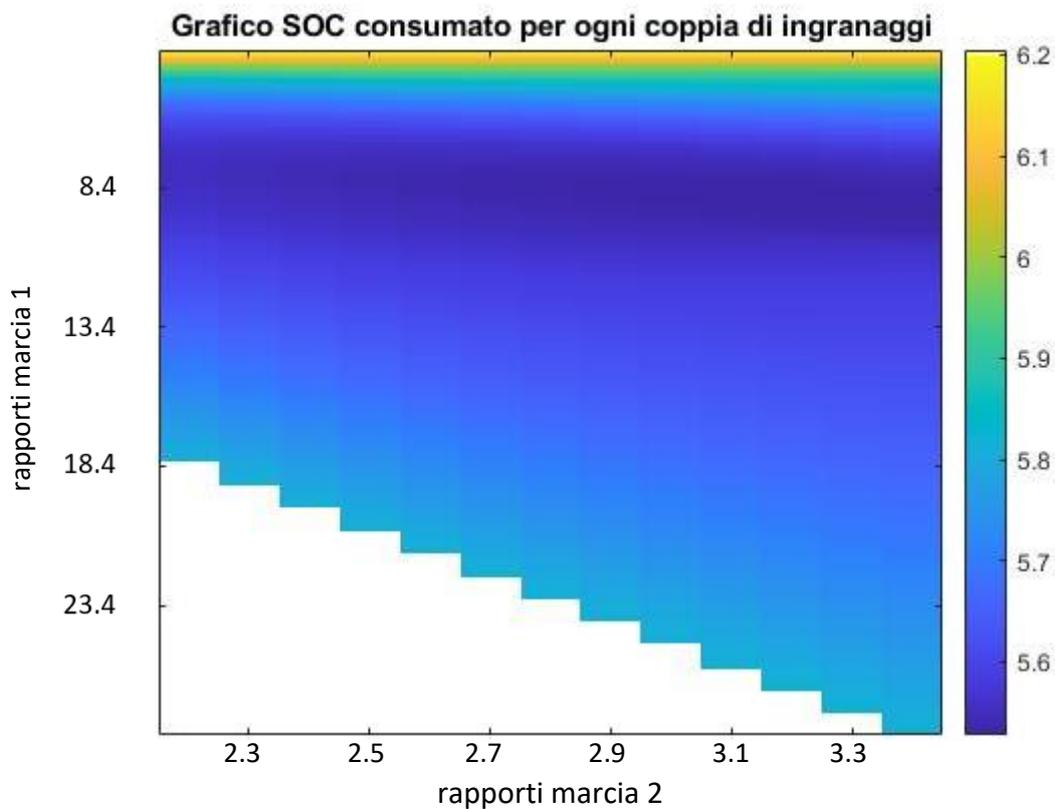


Immagine 53 – Grafico SOC consumato relativo ad ogni possibile coppia di rapporti ingranaggi marcia 1°/marcia 2° (esempio 3)

I risultati ottenuti individuano un consumo minimo attraverso l'utilizzo dei seguenti valori di marce:

$$i_1 = 8.60; \quad i_2 = 2.69;$$

attraverso questo metodo di ottimizzazione, si evince che se si considera la peggior configurazione possibile in termini di combinazioni di marce ($i_1 = 3.50$ e $i_2 = 1.03$), utilizzando la configurazione ottimale, il risparmio energetico ammonta al 10,91%.

Si prosegue con la "ottimizzazione dinamica" del cambio. Per calcolare i secondi trascorsi affinché il veicolo raggiunga la velocità di 100 km/h, partendo da fermo, utilizzando il processo di ottimizzazione descritto nel capitolo (10) ed applicando i medesimi dati di input elencati all'inizio di questa trattazione, si è ottenuto il seguente grafico:

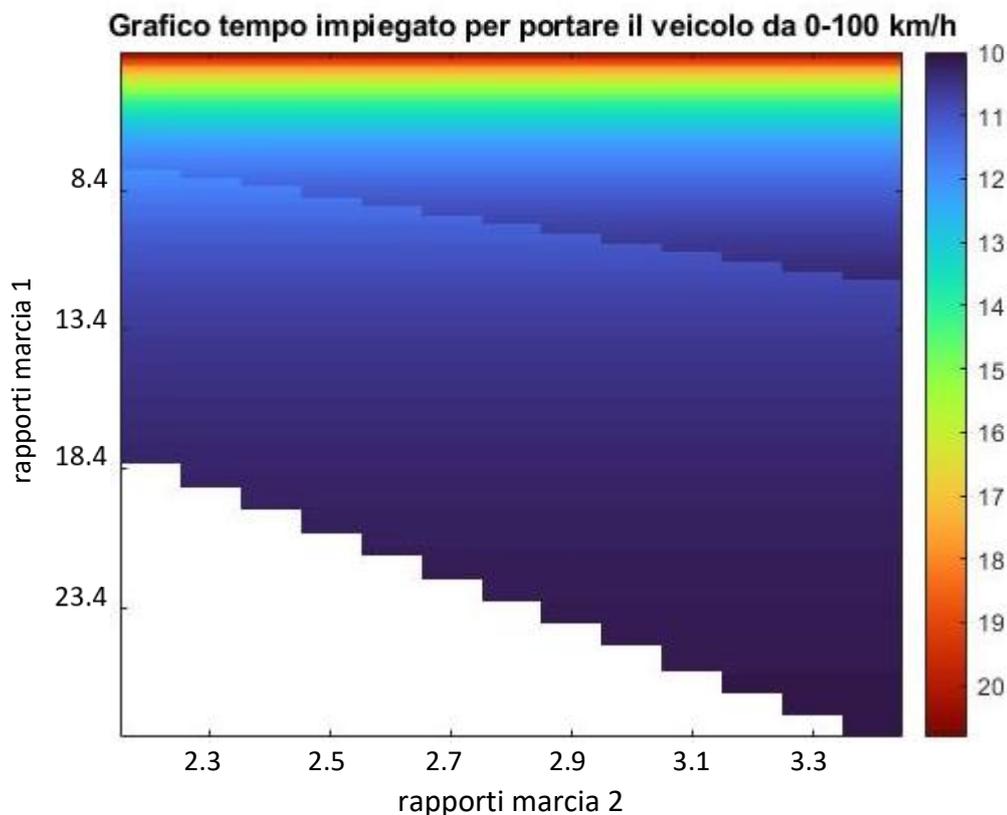


Immagine 54 – Grafico tempo impiegato per portare il veicolo da 0-100 km/h relativo ad ogni possibile coppia di rapporti ingranaggi marcia 1°/marcia 2° (esempio 3)

I rapporti di trasmissione ottimali ricavati sono rispettivamente:

$$i_1 = 27.70; \quad i_2 = 8.15;$$

coi quali si ottiene la velocità di 100 km/h in 10.10 secondi. Se si considera la peggior configurazione, (quindi quella che impiega maggior tempo per portare il veicolo a 100 km/h), il risparmio di tempo, utilizzando la configurazione ottimale, ammonta al 57,89%

Infine, introducendo i valori "peso" 0,5 e 0,5 (con ugual peso tra le due ottimizzazioni), si ottiene la seguente coppia di ingranaggi quale compromesso ideale tra i due metodi:

$$i_1 = 9.70; \quad i_2 = 2.85;$$

Il caso in esame non è stato oggetto di studio da parte della comunità scientifica e pertanto non esistono mappe/grafici/tabelle attraverso le quali verificare che i risultati ottenuti siano verosimili o paragonabili a quelli reali.

Inoltre, la “Nissan Leaf SV – modello 2013” è una vettura equipaggiata con una trasmissione a singola marcia. Pertanto l’unico parametro utile, attraverso il quale è possibile valutare la bontà dei risultati ottenuti, risulta essere la velocità in grado di portare il veicolo, partendo da fermo, a 100 km/h. Essa risulta pari a 10,6 secondi (come riportato nei documenti ufficiali), considerando un rapporto di trasmissione al ponte di 7,9⁴⁷.

Supponendo dunque un rapporto di trasmissione della 1° marcia pari a 8 e considerando un processo in cui si utilizza solamente la prima marcia ingranata, il tempo calcolato dal programma per portare il veicolo da 0 a 100 km/h risulta uguale a 11,2 secondi. Nonostante la differenza tra i due valori (quello ufficiale e quello calcolato) sia di circa 0,6 secondi, il metodo da noi utilizzato può essere considerato valido in quanto è stato ipotizzato un tempo di cambio marcia pari a 0,5 secondi (approssimazione progettuale).

⁴⁷ [32]

13. CONCLUSIONI

Dagli esempi riportati nel capitolo precedente è evidente che la scelta di utilizzare un cambio a due marce, valutando un ottimale rapporto di trasmissione, può variare considerevolmente le prestazioni del veicolo, sia in termini economici sia in termini dinamici.

Pertanto, analizzando sinteticamente l'evoluzione del programma oggetto della presente Tesi, sulla base dei risultati ottenuti, è possibile sostenere quanto segue:

- ❖ Ottimizzazione economica - la scelta della coppia di ingranaggi migliore rispetto a quella peggiore possibile può far variare il consumo di energia in un range compreso tra il 4% e circa 11% della batteria totale; tale oscillazione dipende da molteplici fattori tra i quali se ne evidenziano in particolare due: massa del veicolo e caratteristiche progettuali imputate (per esempio massima velocità raggiungibile). È evidente che se prendiamo in considerazione il primo, maggiore risulterà il peso del veicolo maggiore sarà il consumo energetico nell'unità di tragitto percorso. Per quanto riguarda il secondo fattore, la propria influenza sul risparmio energetico implica un ragionamento meno diretto e più complesso; infatti cambiando i dati progettuali, variano conseguentemente gli estremi degli intervalli in cui vengono elaborate tutte le possibili combinazioni di marce; pertanto risulta evidente che considerare un intervallo più esteso determina l'analisi di un maggior numero di combinazioni di marce sfavorevoli rispetto all'ottimale (aumentando così inevitabilmente la percentuale di risparmio che quest'ultimo ha nei confronti di quello più sfavorevole).
- ❖ Ottimizzazione dinamica - la scelta della coppia di ingranaggi che minimizza il tempo necessario per portare il veicolo da 0 a 100 km/h (rispetto al caso peggiore possibile) può ridurre il tempo impiegato in un range che varia dal 12% al 55%. Risulta immediatamente evidente che l'intervallo entro il quale può fluttuare il tempo è di molto superiore a quello ottenibile con la precedente ottimizzazione; tale fenomeno è imputabile al fatto che l'ottimizzazione dinamica ha una dipendenza dalla coppia nominale erogata alle ruote del veicolo molto più forte rispetto alla dipendenza dalla stessa che caratterizza l'ottimizzazione economica. Pertanto poiché, nella maggior parte dei casi, il tempo minimo si ottiene con il rapporto di marcia 1° più grande e viceversa il tempo maggiore si realizza con quello di marcia 1° più piccola possibile, cambiando gli estremi d'intervallo (e conseguentemente all'aumentare dei casi possibili da studiare) aumenta inevitabilmente la percentuale di tempo risparmiato che la combinazione ottimale ha nei confronti di quella più sfavorevole. Da notare come la 1° marcia può assumere valori di rapporto di trasmissione totale anche oltre "20" precisando che quest'ultimi potrebbero tenere conto dell'eventuale presenza di riduttori meccanici.

Possiamo pertanto concludere affermando che lo studio sviluppato risulta soddisfare gli obiettivi di partenza e in ogni caso esprime un'ottimizzazione generale del cambio più o meno rilevante in funzione dai dati progettuali utilizzati.

BIBLIOGRAFIA

- [1] – “Rapporto speciale sul riscaldamento globale di 1,5 °C” (IPCC, 2018)
- [2] – “Climate change, impacts and vulnerability in Europe” 2016 (EEA report)
- [3] – “6° relazione di valutazione del Gruppo intergovernativo di esperti sul cambiamento climatico” (IPCC, 2018)
- [4] – Comunicazione della commissione al parlamento europeo, al consiglio, al comitato economico e sociale europeo e al comitato delle regioni – “Il Green Deal europeo” (Bruxelles, 11.12.2019)
- [5] – “Efficient Design Methodology of an All-Electric Vehicle Powertrain using Multi-Objective Genetic Optimization Algorithm”, Abdenour Abdelli, Fabrice Le Berr e Raouf Benlamine (2013)
- [6] – “EVs: A pricing challenge” (Jato Dynamics, 2021)
- [7] – “Performance Improvement of a Two Speed EV through Combined Gear Ratio and Shift Schedule Optimization”, Xingxing Zhou, Paul Walker, Nong Zhang e Bo Zhu (2013)
- [8] – “Impacts of Two-Speed Gearbox on Electric Vehicle's Fuel Economy and Performance”, Guang Wu, Xing Zhang e Zuomin Dong (2013)
- [9] – “Auto elettriche e ibride: sicurezza elettrica nelle manutenzioni”, Marco Tegazzini, Prof. Diego Dainese (tesi di laurea 2016-2017 Università degli studi di Padova)
- [10] – “Vehicle Powertrain Model to Predict Energy Consumption for Ecorouting Purposes”, Courtney Alex Tamaro, Douglas J. Nelson, John B. Ferris e Michael W. Ellis (3.5.2016)
- [11] – “I veicoli elettrici inquinano meno? Un’analisi comparativa basata sulla metodologia LCA”, Francesco Fontana, Prof. Cesare Dosi (tesi di laurea 2017-2018 Università degli studi di Padova)
- [12] – “Studio e simulazione di un inverter di tipo Z per veicoli elettrici”, Andrea Rotondi, Prof. Angelo Tani (tesi di laurea 2011-2012 Università degli studi di Bologna)
- [13] – “Powertrain Design to Meet Performance and Energy Consumption Goals for EcoCAR 3”, David Ord, Eli White, P. Christopher Manning, Abhijit Khare, Lucas Shoults, e Douglas Nelson (2014)
- [14] – “Rapporto statistico - GSE”, Gestione servizi energetici (2020)
- [15] – “Configuration Analysis and Performance Comparison of Drive Systems for Pure Electric Vehicle”, Lipeng Zhang, Liang Li, Bingnan Qi, Jian Song (2015)
- [16] – “Confronto tecnico - economico tra le tecnologie per l’accumulo elettrochimico di energia per la trazione elettrica”, Nicola Bonfante, Prof. Arturo Lorenzoni (tesi di laurea 2009-2010, Università degli studi di Padova)

- [17] – “Performance Improvement of a Two Speed EV through Combined Gear Ratio and Shift Schedule Optimization”, Xingxing Zhou, Paul Walker, Nong Zhang e Bo Zhu (4.8.2013)
- [18] – “Performance Evaluation of an Electric Vehicle with Multiple Electric Machines for Increased Overall Drive Train Efficiency”, Laura Tribioli, Daniele Chiappini, Mario Vukotić e Damijan Miljavec (7.10.2019)
- [19] – “Macchine Elettriche – appunti delle lezioni”, Prof. Andrea Cavagnino (2005-2006)
- [20] – “Model-Based Estimation of Transmission Gear Ratio for Driving Energy Consumption of an EV”, Nikolay Hinov, Plamen Punov, Bogdan Gilev, Gergana Vacheva (2021)
- [21] – “Electric vehicle technology explained”, James Larminie e John Lowry (2012)
- [22] – “VTool: A Method for Predicting and Understanding the Energy Flow and Losses in Advanced Vehicle Powertrains”, Robert Jesse Alley, Douglas Nelson, Eli White e P. Christopher Manning (2013)
- [23] – “Vehicle Refinement and Testing of a Series-Parallel Plug-in Hybrid Electric Vehicle”, P. Christopher Manning, Eduardo D. Marquez, Leonard Figueroa, Douglas J. Nelson, Eli Hampton White e Lucas Wayne Shoults (2014)
- [24] – “Development & Integration of a Charge Sustaining Control Strategy for a Series-Parallel Plug-In Hybrid Electric Vehicle”, P. Christopher Manning, Eli White, Eduardo Marquez, Leonard Figueroa, Lucas Shoults, and Douglas Nelson (2014)
- [25] – “An Illustrative Look at Energy Flow through Hybrid Powertrains for Design and Analysis”, Eli H. White, Douglas J. Nelson, and P. Christopher Manning (2015)
- [26] – “Gear ratio optimization and shift control of 2-speed I-AMT in electric vehicle”, Bingzhao Gao, Qiong Liang, Yu Xiang, Lulu Guo, Hong Chen (2014)
- [27] – “Iterative analysis of free acceleration on a ramp and free deceleration (coast-down) on a flat road for evaluating longitudinal dynamics parameters of vehicles”, Leonardo Porto Carioni, Thiago Hoeltgebaum, Thiago Chierighini (2017)
- [28] – “Configuration Analysis and Performance Comparison of Drive Systems for Pure Electric Vehicle”, Lipeng Zhang, Liang Li, Bingnan Qi, Jian Song (2015)
- [29] – “The Innovative Seven Speed Dual Clutch Gearbox for Volkswagen's Compact Cars”, Rudolph F, Schafer M., Damm A., Metzner F. T. e Steinberg I. (2007)
- [30] – “Automotive Transmissions: Fundamental, Selection, Design, and Application”, Lechner G. e Haunheimer H. (1999)
- [31] – “Capacity allocation of driving system and braking system for distributed drive electric vehicle”, Dejian Meng, Zhuoyu Li e Lijun Zhang (2019)
- [32] – “Energy Efficiency & renewable Energy – Vehicle technologies program – 2013 Nissan Leaf”, U.S. department o Energy

*“L’onore spetta all’uomo nell’arena.
L’uomo il cui viso è segnato
dalla polvere, dal sudore e dal sangue.
L’uomo che lotta con coraggio,
che sbaglia ripetutamente,
sapendo che non c’è impresa degna di questo nome
che sia priva di errori e mancanze.
L’uomo che dedica tutto sé stesso al raggiungimento di un obiettivo,
che sa entusiasinarsi e impegnarsi fino in fondo
e che si spende per una causa giusta.
L’uomo che quando le cose vanno bene,
conosce finalmente il trionfo delle grandi conquiste
e che, quando le cose vanno male,
cade sapendo di aver osato.
Quest’uomo non avrà mai un posto
accanto a quelle anime mediocri che non conoscono
né la vittoria, né la sconfitta.”*

(Theodore Roosevelt, Università “Sorbonne” di Parigi, 23 aprile 1910)