



UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PADOVA

DIPARTIMENTO DI TECNICA E GESTIONE DEI SISTEMI INDUSTRIALI
CORSO DI LAUREA TRIENNALE IN INGEGNERIA MECCANICA E
MECCATRONICA - CURR. MECCATRONICO

TESI DI LAUREA TRIENNALE

**DIMENSIONAMENTO DI UN ATTUATORE
PER UNA FRIZIONE AUTOMATIZZATA IN
UN VEICOLO FORMULA SAE**

Relatore: Prof. Mauro Zigliotto

Laureando: Daniele Zaccaria
1045108

ANNO ACCADEMICO: 2015-16

"Simplify, then add lightness"

ABSTRACT

Lo scopo di questa tesi è di individuare la miglior soluzione per la realizzazione di una attuazione elettrica della frizione della vettura da Formula SAE dell'Università di Padova.

Si partirà da una analisi del posizionamento dell'attuatore e della modalità di trasmissione del moto.

Si passerà poi all'analisi del sistema meccanico da movimentare e delle richieste in termini di prestazioni che l'attuatore dovrà fornire, per poi porre l'attenzione al dimensionamento dell'attuatore.

Per la scelta dell'attuatore più adeguato si prenderanno in considerazione diverse tecnologie di motori, confrontando poi tra loro le prestazioni che queste possono fornire e individuando la soluzione migliore per la specifica applicazione.

Si andrà a realizzare infine un modello matematico basato su Simulink per la descrizione del sistema di movimentazione e per permettere l'ottimizzazione del controllo in posizione in fase di implementazione.

INDICE

1	INTRODUZIONE	1
1.1	La Formula SAE	1
1.2	Motivazioni	2
1.3	Obiettivi	3
1.4	Analisi soluzioni precedenti	4
2	ANALISI DEL SISTEMA	9
3	DIMENSIONAMENTO MOTORIDUTTORE	13
3.1	Misure sperimentali	13
3.2	Scelta legge di moto	17
3.3	Prestazioni minime motoriduttore	19
3.4	Verifica termica	22
4	CONFRONTO DELLE SOLUZIONI	25
4.1	Stepper	25
4.1.1	Principio di funzionamento	25
4.1.2	Motoriduttore scelto	26
4.2	Brushless DC	29
4.2.1	Principio di funzionamento	29
4.2.2	Motoriduttore scelto	31
4.3	DC	36
4.3.1	Principio di funzionamento	36
4.3.2	Motoriduttore scelto	37
4.3.3	Soluzione scelta	40
5	IMPLEMENTAZIONE DEL CONTROLLO	43
5.1	Circuito di controllo	43
5.2	Modello Simulink	44
5.2.1	Struttura del modello	44
5.2.2	Blocco "DC Gearmotor"	45
6	CONCLUSIONI	49
A	APPENDICE A - MATLAB®	51
	Bibliografia	53

INTRODUZIONE

1.1 LA FORMULA SAE

Le competizioni Formula SAE coinvolgono squadre di studenti universitari che devono concepire, progettare, produrre, sviluppare e far competere piccoli veicoli stile formula. Queste competizioni danno modo ai team di dimostrare e mettere alla prova la loro creatività e le competenze ingegneristiche, confrontandosi con altri studenti da università di tutto il mondo.

Ai fini della competizione, si assume che i team partecipanti lavorino per una azienda che progetta, costruisce ed espone un prototipo per il mercato delle competizioni amatoriali.

Il veicolo realizzato deve essere performante in termini di accelerazione, frenata e maneggevolezza e deve essere sufficientemente durevole per concludere tutte le prove previste dal regolamento delle competizioni. Altri fattori di progetto da tenere in considerazione sono estetica, costo, ergonomia, manutenibilità, fabbricabilità e affidabilità.

Una volta realizzato il veicolo, l'azienda fittizia deve cercare di vendere il progetto ad una società che sta considerando la produzione di un veicolo da competizione. L'obiettivo finale, perciò, è la produzione di un veicolo che coniughi la prestazione con la possibilità di profitto derivante dalla vendita.

Ogni progetto viene giudicato e confrontato con i progetti concorrenti, per determinare il veicolo nel complesso migliore.

I veicoli sono giudicati in una serie di eventi statici e dinamici. Gli eventi statici analizzano il contenuto tecnico, la fattibilità e il costo del progetto, mentre gli eventi dinamici vanno ad analizzare la performance del veicolo realizzato. In ogni evento la squadra sottopone il proprio lavoro al giudizio di alcuni giudici, che hanno il compito di valutare il progetto e assegnare dei punti. Altri punti sono assegnati in base alla performance del veicolo negli eventi dinamici.

La squadra che riesce ad ottenere il maggior numero di punti durante la competizione, vince.

L'ateneo di Padova partecipa a queste competizioni dal 2006, realizzando ogni anno una nuova vettura. Il 2016 ha portato i migliori risultati, con un quindicesimo posto (su 75 partecipanti) nella gara svoltasi in Germania all'Hockenheimring e un settimo posto (su 40 partecipanti) nella gara italiana svoltasi a Varano de' Melegari, nella quale la squadra ha vinto gli eventi di Engineering Design e Skid Pad.

1.2 MOTIVAZIONI

Le motivazioni che hanno condotto ad effettuare questo studio sono molteplici. In primo luogo va considerata la semplicità di utilizzo del veicolo da parte del pilota. La pista sulla quale si svolgono le competizioni dinamiche è molto stretta e tortuosa e va a rendere molto impegnativa la guida. È molto importante perciò che al pilota sia concessa la libertà di potersi concentrare solamente sull'impostazione delle traiettorie e sulla gestione di acceleratore e freno, senza preoccuparsi delle meccaniche del cambio della marcia. È inoltre essenziale che il sistema sia affidabile e ripetibile, in modo che il pilota possa evitare di distrarsi durante la guida, per accertarsi del suo corretto funzionamento.

Sempre al fine di ottimizzare il feedback al pilota, è molto importante che il cambio avvenga in maniera fulminea, in tempi brevissimi dopo la richiesta.

Il vincolo temporale richiesto è essenziale per la prestazione complessiva del veicolo. Avere un sistema rapido evita di perdere tempo nel periodo di cambio marcia, nel quale il motore e le ruote sono disaccoppiati e quindi non si può trasmettere coppia.

Analizzando i dati raccolti dagli eventi degli anni passati si possono eseguire alcune stime iniziali. In figura 1 è mostrato in viola l'andamento nel tempo della marcia selezionata durante un giro di pista della prova di Endurance. Il veicolo dispone di 4 marce, ma ne vengono utilizzate soltanto 3. Sono inoltre mostrate le richieste che il pilota effettua, premendo un pulsante, per salire o scendere di marcia, rispettivamente in blu e rosso. In basso è mostrato l'andamento della velocità del veicolo lungo tutto l'Endurance, come riferimento.



Figura 1: Acquisizioni dati di un giro di pista.

Come si può vedere dall'immagine 1, ad ogni giro di pista, in media, vengono effettuate 12 cambiate in salita e 12 scalate, per un totale di circa 216 scalate in una singola gara.

Per quanto riguarda la cambiata per salire di marcia, storicamen-

te non è mai stato necessario l'utilizzo della frizione. La centralina di gestione del motore a combustione (ECU) consente di realizzare delle strategie per il "taglio" dell'accensione della miscela aria-combustibile, in modo da ridurre la coppia generata dal motore ed ottenere un cambio marcia sufficientemente fluido e molto affidabile. Nel caso della scalata la situazione è molto diversa. Il veicolo è in decelerazione e ciò significa che le ruote stanno trascinando il motore a combustione, che opporrà una coppia negativa frenante. Questa configurazione del carico meccanico sul sistema del cambio è molto difficile da gestire.

Il cambio è di tipo sequenziale ad innesti frontali, quindi l'operazione di disinserimento della marcia necessita di avvenire in condizioni particolari, ossia quando la coppia trasmessa tra gli ingranaggi accoppiati e la differenza di velocità tra albero primario e secondario sono minime.

Nel caso in cui la coppia fosse troppo elevata si otterrebbero impuntamenti e la marcia non si riuscirebbe a disinserire, mentre una differenza di velocità eccessiva tra albero primario e secondario porterebbe ad avere il fenomeno di "dog clash", che consiste nell'urto dei "dogring" del cambio sequenziale e che rende impossibile l'inserimento della marcia desiderata.

L'albero secondario è collegato direttamente alle ruote motrici, mentre l'albero primario è accoppiato all'albero motore mediante la frizione. È perciò necessario andare a disaccoppiare il primario del cambio dall'albero a gomiti, andando ad agire sulla frizione per mezzo di una leva.

Come andare a movimentare questa leva, perciò, sarà l'obiettivo dello studio che si andrà ad effettuare.

1.3 OBIETTIVI

L'obiettivo di questa tesi è di individuare il miglior sistema che permetta una attuazione automatizzata della frizione del motore a combustione interna del veicolo dell'Università e di eseguirne il dimensionamento. Nell'analisi della soluzione più adeguata saranno tenuti in considerazione i seguenti parametri:

- **Ambiente di utilizzo:**
L'attuatore dovrà garantire un funzionamento ripetibile ed affidabile in condizioni di temperatura ambientale elevata (nell'intorno dei 50/55 °C) e sarà situato a bordo di un prototipo da competizione, nel quale le vibrazioni e le accelerazioni sono presenti con una certa intensità.
- **Affidabilità:**
Il veicolo ha una vita stimata di un anno solare, durante il quale esso percorre poco più di un migliaio di chilometri in un tempo

complessivo di qualche centinaio di ore. È immediato notare che un eventuale problema nell'attuazione della frizione impedisce al veicolo di muoversi. Un fermo del veicolo ha una influenza negativa molto pesante sull'ottimizzazione della prestazione finale non solo del powertrain, ma anche degli altri aspetti del veicolo, come il comportamento dinamico e l'aerodinamica, in quanto il tempo a disposizione per testare è estremamente limitato. Per questo motivo è essenziale che il sistema sia molto affidabile.

- Semplicità:

Il periodo di tempo a disposizione della squadra per la realizzazione e l'ottimizzazione delle varie componenti del veicolo è molto limitato. È necessario quindi che il sistema sia facile da implementare e presenti una complessità minima, per minimizzare i tempi di setup e troubleshooting. Una riduzione dei componenti utilizzati va a rendere infatti il sistema più robusto e l'identificazione della sorgente di eventuali problemi più rapida e semplice. Un altro fattore molto importante è dato dall'ingombro del sistema di controllo e dalla complessità del cablaggio che collega la scheda all'attuatore. Un ingombro minimo consente di ridurre la massa e di ottimizzare il posizionamento della scheda di controllo e un cablaggio semplice va a ridurre ingombri, massa e soprattutto l'esposizione a fenomeni di guasto nelle interconnessioni.

- Peso:

Come anticipato, il peso complessivo del sistema di controllo e dell'attuatore stesso va ridotto al minimo, per mantenere minima la massa complessiva del veicolo e per non andare ad influire negativamente sulla posizione del centro di gravità.

1.4 ANALISI SOLUZIONI PRECEDENTI

Lo studio di un sistema automatico di attuazione parte dall'analisi delle soluzioni adottate sino ad oggi e da alcune considerazioni basate sull'esperienza di chi scrive.

- Pedale, leva e cavo:

Fino a qualche anno fa non vi era un dispositivo automatico per l'attuazione della frizione. Le prime vetture disponevano di un pedale aggiuntivo, come sui veicoli di serie. Oltre ad impegnare maggiormente il pilota in frenata, questa soluzione comporta aggravii in peso e un ingombro non trascurabile nella zona dei pedali. Si era costretti perciò a realizzare un telaio di dimensioni maggiori e il pilota doveva porre molta attenzione nell'utilizzo dei piedi.

In anni successivi si è utilizzata una leva da azionare a mano,

posta dietro al volante e collegata per mezzo di un cavo alla leva frizione. Questa soluzione impediva di manovrare la frizione durante la guida, comportando una grande difficoltà nel portare a buon fine le scalate, con un elevato tasso di mancate scalate e conseguente difficoltà da parte del pilota di condurre al meglio il veicolo.

- Motoriduttore BLDC:

Qualche anno fa si è pensato di utilizzare un motoriduttore brushless DC che va ad avvolgere un cavo collegato alla leva frizione attorno ad una puleggia, permettendo l'attuazione della frizione senza impegnare il pilota. Il vantaggio di questa soluzione è che è completamente automatica, ma agisce solo quando è richiesta una scalata. Per permettere al pilota di partire da fermo si è dovuto predisporre comunque una leva manuale dietro al volante, collegata alla leva frizione per mezzo di un altro cavo metallico.

Il motoriduttore, infatti, è stato dimensionato per poter sopportare solo impulsivamente il carico resistente esercitato dalla leva frizione e non è in grado di erogare una coppia sufficiente a tirare completamente la leva. Risulta quindi impossibile utilizzarlo per realizzare un sistema completamente automatico.

Un ulteriore problema riscontrato è dato dalla tipologia di motore adottato. È stato scelto un brushless DC per l'elevata densità di potenza, puntando a minimizzare il peso. Per ottenere una coppia sufficiente a movimentare la frizione, si è dovuto quindi scegliere un riduttore ad elevato rapporto di riduzione. I riduttori epicicloidali disponibili in commercio per questa taglia di motori, però, hanno una potenza trasmissibile che scende bruscamente all'aumentare del rapporto di riduzione, insieme all'efficienza e quindi alla richiesta di potenza elettrica.

In sostanza, scegliere un motore veloce e realizzare una grande riduzione, non permette di sviluppare una potenza utile sufficiente e di ottenerla in maniera efficiente.

Da un punto di vista operativo, inoltre, questa soluzione richiede un circuito di controllo costoso e complesso. Non sono stati trovati in commercio dispositivi che permettessero di realizzare in maniera semplice un controllo in posizione, quindi si è stati obbligati a realizzare in casa questo sistema. I tempi di sviluppo sono stati ingenti e l'affidabilità raggiunta non soddisfacente. Sono stati riscontrati una certa debolezza ai disturbi elettromagnetici e diversi problemi elettronici nel circuito, che hanno richiesto diverso tempo per essere risolti, con una influenza negativa sulla prestazione finale.

- Pistone ad aria compressa:

Per semplificare il sistema, abbassare i tempi di setup e aumen-

tare l'affidabilità, si è quindi pensato di utilizzare un pistone ad aria compressa comandato da una elettrovalvola. La semplicità del sistema ha permesso di ottenere una ottima affidabilità.

È stato inoltre raggiunto un tempo di tiraggio della leva frizione di 0.1s. In seguito si utilizzerà questo tempo come target per il dimensionamento, in quanto si è potuto notare in fase di test che il comportamento del veicolo risulta essere molto buono e soddisfacente per i piloti.

La debolezza di questo sistema sta nel fatto che necessita di una bombola di aria ad elevata pressione per funzionare. Questo è un rischio per il pilota, che si trova ad avere la testa vicino alla bombola, ed è inoltre necessario ricaricarla periodicamente, situazione che obbliga a fermare il veicolo e che impedisce di realizzare fasi di test prolungate. È inoltre necessario disporre sempre di un serbatoio ad alta pressione per la ricarica della bombola, che va ricaricato periodicamente e che deve essere sempre trasportato assieme al veicolo.

Un problema in termini di prestazione di questa soluzione è dato dalla movimentazione troppo brusca della leva. Dai dati raccolti in gara si nota che il rilascio della frizione non è smorzato adeguatamente e va a generare dei saltelli al retrotreno del veicolo. In queste condizioni, il veicolo perde aderenza in frenata e il retrotreno si scompone in maniera sensibile, andando a disturbare la guida e ad inficiare la prestazione finale. In figura 2 è evidenziato questo problema. L'andamento della forza che il cambio elettroattuato imprime per eseguire la scalata è indicato in verde, mentre in magenta è evidenziato il comando fornito dalla centralina per l'apertura dell'elettrovalvola del pistone. Nel terzo segmento si sono poste le velocità delle ruote anteriori e posteriori, in rosso e blu rispettivamente. Si può notare una certa differenza tra l'andamento delle due velocità nel momento di rilascio della frizione, all'altezza del cursore verticale. Negli istanti immediatamente successivi è facile notare che le ruote posteriori stanno procedendo ad una velocità molto inferiore rispetto alle anteriori, con una differenza di circa 10km/h. Questo nella pratica si traduce in uno slittamento, che va a disturbare la traiettoria e la maneggevolezza del veicolo.

Si è pensato perciò di studiare la realizzazione di un sistema elettrico basato su motoriduttore che permettesse di realizzare una attuazione completamente automatica della leva frizione, andando quindi a rimuovere la leva manuale al volante.

Questo sistema deve permettere quindi di controllare con buona accuratezza la posizione della leva, sia in fase di tiro che di rilascio, deve poter sopportare un carico statico per mantenere la leva tirata e deve essere leggero e semplice da implementare e controllare, per poter garantire affidabilità e per ottimizzarne il comportamento in tempi

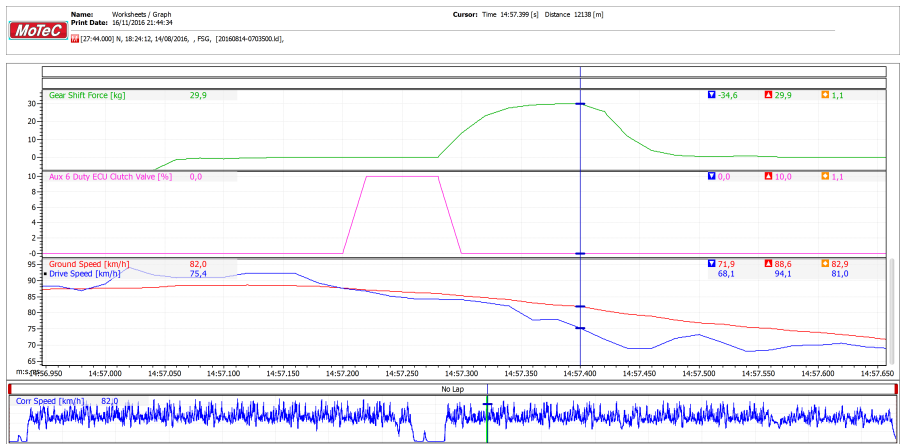


Figura 2: Acquisizioni dati scalata con attuazione pneumatica.

brevi.

ANALISI DEL SISTEMA

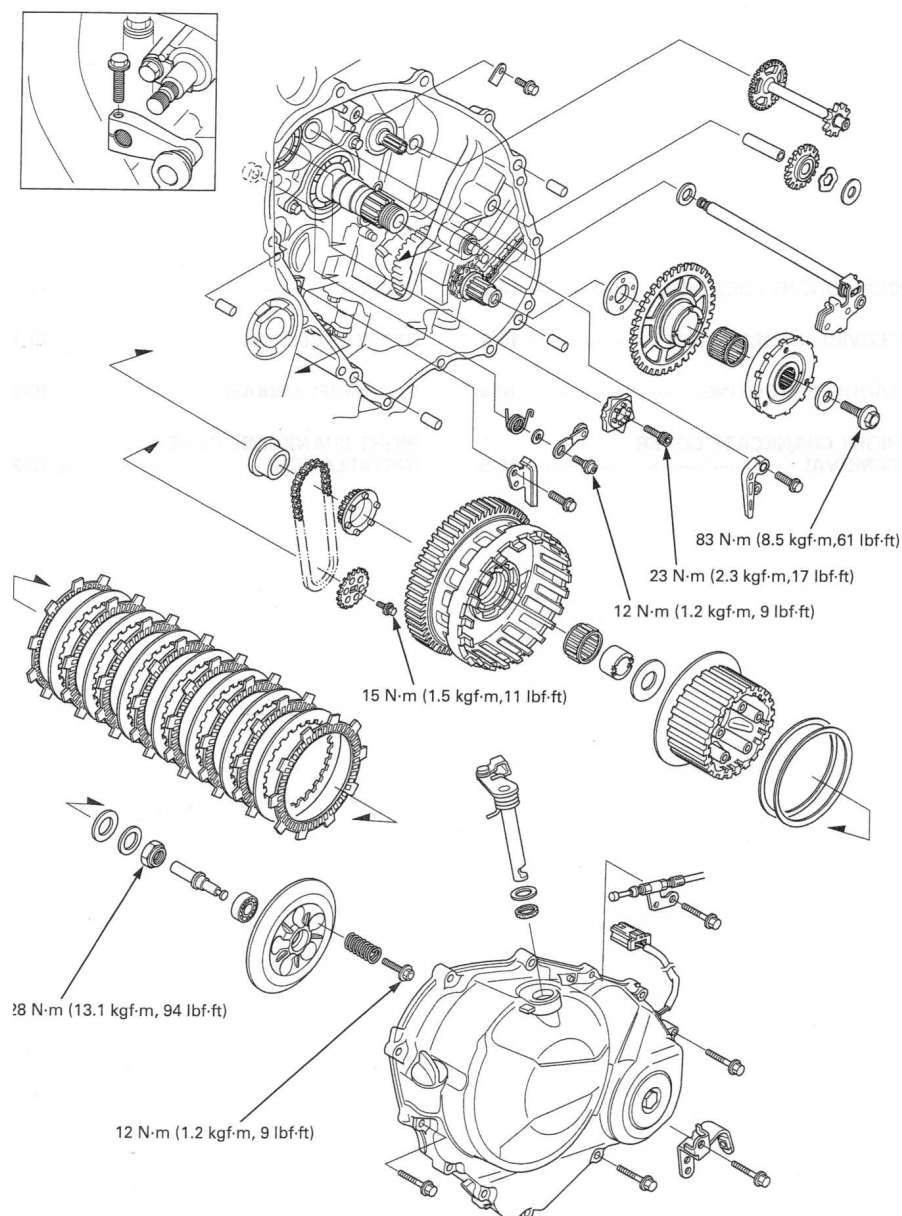


Figura 3: Schema meccanico di funzionamento del sistema da movimentare.

Operativamente, si tratta di andare a movimentare una leva che ruota attorno ad un asse, posta sul motore termico. Questa leva è collegata con un piatto che, per mezzo di alcune molle, mantiene compressi i dischi della frizione, rendendo possibile la trasmissione di moto tra essi. Per interrompere la trasmissione del moto, basta

spostare il piatto lungo il suo asse, andando a tirare la leva. Il sistema opporrà una certa resistenza, che si andrà a quantificare.

Per movimentare la leva si è pensato, come detto, di utilizzare un motoriduttore.

Per collegare il motore alla leva della frizione si possono adottare diverse soluzioni.

- Collegamento diretto:

Una prima soluzione consiste nel collegarlo rigidamente e direttamente sull'asse della leva frizione.

Questo tipo di soluzione è poco conveniente, in quanto il motore andrebbe posto in un punto relativamente alto rispetto al suolo, andando ad influire negativamente sulla posizione del centro di gravità del veicolo, che va mantenuto il più basso possibile. Un altro inconveniente è dato dalla temperatura di esercizio. Il motore termico, infatti, lavora ad una temperatura di oltre 80°C. Andando a collocare il motoriduttore sopra al motore termico, lo scambio di calore tra i due corpi non è ostacolato in alcun modo e l'elevata temperatura raggiunta dall'attuatore va perciò a stressare in maniera eccessiva gli avvolgimenti e gli isolamenti elettrici.

Infine, il collegamento diretto tra motoriduttore e leva frizione, va ad escludere la possibilità di realizzare catene cinematiche che, se ben studiate, permettono di ottenere una certa riduzione della coppia trasmessa, a tutto vantaggio della velocità di attuazione e della corrente assorbita dal motoriduttore.

- Puleggia:

Una possibile soluzione al problema delle elevate temperature e della posizione non ideale può essere dato da un sistema basato su una puleggia che, quando l'albero del motore ruota, va ad avvolgere un cavo collegato alla leva frizione, operando perciò il moto desiderato.

Con un collegamento mediante cavo è possibile spostare il motoriduttore dalle immediate vicinanze del motore e posizionarlo in un punto con condizioni ambientali più favorevoli, quindi con temperature minori, e più vicino al centro di gravità del veicolo.

Questo tipo di soluzione, però, offre un rapporto di riduzione della coppia fisso, dato dal raggio della puleggia, e non variabile durante il moto. La soluzione è comunque più conveniente del collegamento diretto, però presenta un nuovo inconveniente: l'utilizzo di un cavo per il collegamento, infatti, va ad aggiungere delle componenti elastiche e delle imprecisioni nella trasmissione del moto. Non è possibile, inoltre, realizzare uno smorzamento delle vibrazioni e dei saltellamenti della leva durante la movimentazione. Questi fattori possono essere fonte

di errore nel setup di un controllo in catena chiusa della posizione del sistema leva-motoriduttore, quindi di imprecisioni nell'attuazione della legge di moto desiderata.

- Vite senza fine e cuscinetto a ricircolo di sfere:
Una buona soluzione potrebbe consistere nell'utilizzare una vite senza fine comandata dal motore e collegata all'estremità della leva frizione con un cuscinetto a ricircolo di sfere.
Si presenta però il problema di posizionare il motoriduttore a bordo del veicolo: la posizione finale che esso assume dipende dalla conformazione del telaio della vettura e dalla posizione della leva frizione. Non si può dire a priori se questa soluzione sia effettivamente praticabile, in quanto dipende dal telaio.
Un limite considerevole, inoltre, è dato dalla velocità massima ottenibile. Non sono riuscito a trovare in commercio una soluzione che permettesse di applicare la forza necessaria, mantenendo una velocità di avanzamento sufficientemente elevata per rispettare i vincoli temporali.
- Catena cinematica:
È possibile sfruttare la leva della frizione come una biella e costruire un quadrilatero articolato per collegare il motoriduttore e trasmettere il moto.
Il motoriduttore, in questo caso, deve necessariamente trovarsi nelle immediate vicinanze del motore termico e ad una altezza rispetto al suolo vincolata dalla posizione della leva frizione.
Queste condizioni sono sfavorevoli per quanto riguarda la posizione del centro di gravità del veicolo e per la temperatura dell'ambiente di esercizio. Queste problematiche, però, sono di entità inferiore rispetto ad un collegamento diretto alla leva, in quanto il motoriduttore si trova ad operare ad una distanza dal centro di massa del veicolo inferiore di almeno una decina di centimetri e con un discreto strato d'aria che si interpone tra motoriduttore e motore termico. Nel caso in cui la temperatura ambientale si dovesse rivelare eccessiva, si possono inserire apposite schermature termiche.
Questo tipo di configurazione per la trasmissione del moto è l'ideale per lo scopo preposto, in quanto non presenta imprecisioni nella trasmissione del moto ed è possibile impostare un particolare rapporto di trasmissione, che può variare durante la movimentazione, andando a realizzare un utilizzo ottimale della coppia e della velocità disponibili.

Per collegare tra loro motoriduttore e frizione, si è scelto perciò di utilizzare una catena cinematica.

Nel seguito, però, andremo ad effettuare i calcoli immaginando di utilizzare il motore collegato direttamente all'albero della leva della

frizione. Questo tipo di assunzione ci permette di porci nel caso peggiore per quanto riguarda la coppia trasmessa, in quanto il rapporto di trasmissione rimane costante e unitario. Avremo perciò la certezza che il dimensionamento è valido anche in caso di leggere modifiche nel comportamento della resistenza introdotta dal sistema da movimentare.

Al momento di montare il motoriduttore a bordo del veicolo si potranno dimensionare i membri del cinematismo in maniera adeguata per ottimizzare il rapporto di trasmissione e cercare di diminuire il tempo di attuazione, aumentando le prestazioni del sistema.

La coppia resistente cresce in maniera pressoché lineare con la posizione della leva, quindi si tratterà di andare a dimensionare una catena cinematica che permetta di ridurre il più possibile la coppia trasmessa quando la leva frizione è nella posizione di trazione massima.

DIMENSIONAMENTO MOTORIDUTTORE

3.1 MISURE SPERIMENTALI

Per poter eseguire i calcoli di dimensionamento in maniera accurata, ho eseguito alcune misure, per caratterizzare sperimentalmente il comportamento della frizione.

Consideriamo la figura 3. Internamente, la frizione si può schematizzare come una molla, alla cui estremità è collegata una massa ed entrambe sono completamente immerse in olio.

Le componenti che influenzano il moto e la forza resistente del sistema, perciò, sono la costante elastica della molla, la massa del sistema e l'attrito viscoso dovuto all'olio:

- Costante elastica:

L'insieme dei dischi frizione è mantenuto chiuso a pacco da un piatto sul quale agiscono 5 molle di precarico di costante elastica ignota. Andando ad agire sulla leva esterna si va a muovere questo piatto, che quindi deve vincere la forza elastica delle molle per andare a liberare il pacco di dischi, che di conseguenza non trasmetterà più il moto.

- Massa:

La massa del sistema è data dal piatto spinto dalle molle di precarico e dai piccoli pezzi meccanici che collegano questo componente alla leva esterna.

Il contributo inerziale della massa è proporzionale alla accelerazione che il sistema subisce nella movimentazione secondo la nota formula $F = ma$.

- Attrito:

Tutto il sistema meccanico è in un bagno d'olio, per mantenere lubrificati i componenti. La viscosità dell'olio è molto variabile con la temperatura e raggiunge il suo valore minimo alla temperatura di esercizio del motore termico, diventando simile a quella dell'acqua. La forza di attrito viscoso dovuta all'olio è legata alla velocità dei componenti ed alla viscosità, appunto, secondo la formula: $F = k\eta Lv$, con k e L descrittivi della forma del corpo e η coefficiente di viscosità dinamica.

Il test sperimentale effettuato, mira a identificare il comportamento della frizione mettendo in relazione la forza da applicare con la posizione della leva.

Gli strumenti utilizzati sono stati una cella di carico ed un potenziometro lineare collegati all'estremità della leva, nel punto in cui si va

ad applicare la forza di trazione, ad una distanza misurata di 26 mm dall'asse di rotazione.

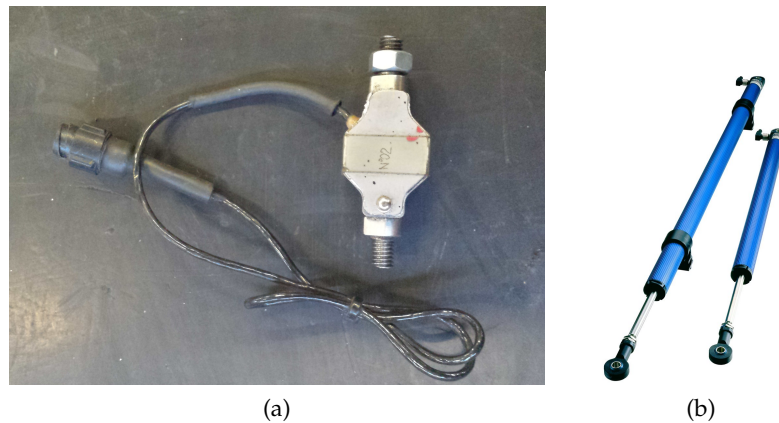


Figura 4: Sensori utilizzati: cella di carico (a), potenziometro lineare (b)

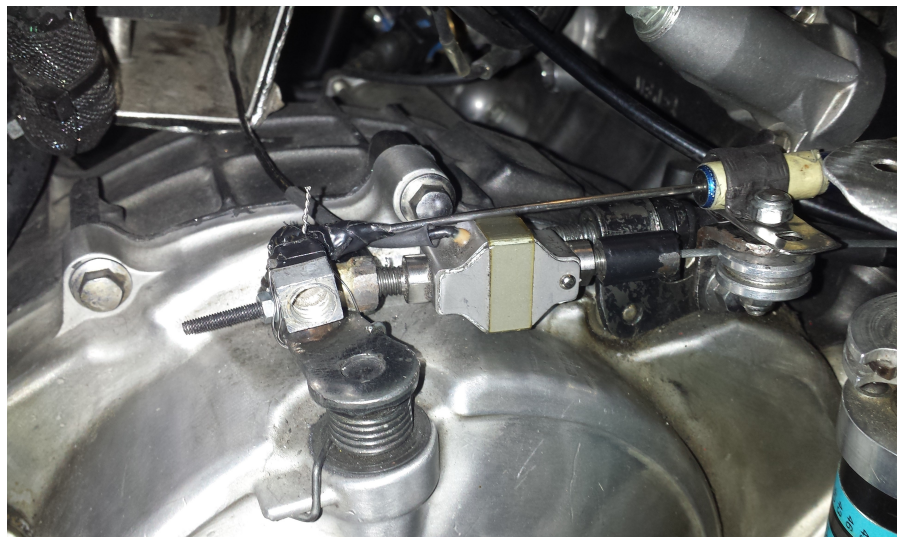


Figura 5: Setup della prova

L'ideale sarebbe stato eseguire la misurazione in una condizione di utilizzo tipico del veicolo. Purtroppo, però, la cella di carico è un componente essenziale per il cambio sequenziale del veicolo e, senza quel componente a bordo, sarebbe stato difficile far muovere la vettura. Inoltre, le dimensioni geometriche della cella di carico rendevano molto difficile l'inserimento della stessa all'interno del cavo frizione. Per questi motivi mi sono dovuto accontentare di eseguire delle misurazioni a veicolo fermo e spento.

Il test, quindi, consiste nel tirare a mano la leva della frizione con un cavo collegato alla stessa per mezzo della cella di carico e di misurare lo spostamento lineare del punto di applicazione della forza di trazione.

I risultati ottenuti sono mostrati in figura 6. In rosso è visualizzato

l'andamento nel tempo della forza esercitata (in kg) e in blu l'andamento della posizione del punto di applicazione della forza sulla leva. Per come è stato posizionato il potenziometro lineare, un avanzamento della leva frizione corrisponde ad un accorciamento del sensore.

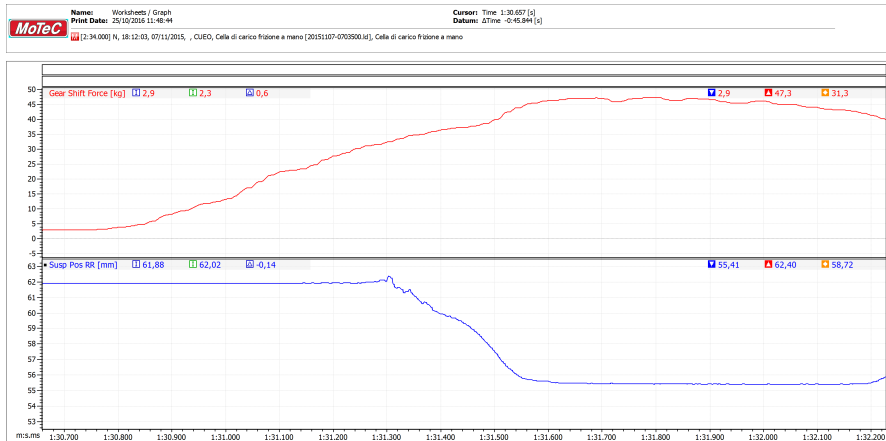


Figura 6: Acquisizioni dati del test effettuato a mano

Come si può notare dalla figura 6, il tempo impiegato per giungere a completa trazione della leva è più lungo del target autoimposto di 0.1s e inoltre non si è potuta controllare l'accelerazione e la velocità massime raggiunte dalla leva. Questa prova si discosta quindi dalla condizione teorica desiderata, che prevede un profilo di moto ben definito.

Le differenze tra la prova effettuata e l'utilizzo tipico previsto del sistema sono perciò fonte di errori che, sommandosi, conferiscono una certa incertezza nella stima del comportamento.

Vanno fatte alcune considerazioni.

- **Massa:**
La massa esatta del sistema da movimentare non è nota, in quanto essa è influenzata da molti componenti difficili da pesare. Si può affermare, con buona approssimazione, che il sistema da movimentare ha una massa inferiore a 1 kg.
Notiamo comunque che la forza da applicare sulla leva è dell'ordine delle centinaia di Newton. Per avere una variazione della forza apprezzabile (circa 50 N, ad esempio) dovuta alla componente inerziale, sarebbe necessaria una accelerazione di almeno 5g. Come in seguito risulterà più evidente, l'accelerazione che il sistema andrà ad imprimere è di molto inferiore a questo valore.
Possiamo perciò trascurare l'effetto inerziale dovuto alla massa dei componenti.
- **Attrito:**
La velocità massima raggiunta nel movimento dei componenti

posti in olio è ignota, in quanto non si riesce a conoscere il rapporto di trasmissione che lega la velocità della leva alla velocità del piatto.

Tuttavia il test è stato condotto ad una temperatura prossima ai 20°C, alla quale la viscosità dell'olio è quasi 3 ordini di grandezza superiore a quella alla temperatura di esercizio. La velocità massima raggiungibile dal sistema nel caso reale di applicazione, invece, è al massimo un ordine di grandezza superiore di quella misurata.

Possiamo perciò considerare la componente dovuta all'attrito viscoso trascurabile, in quanto la misura effettuata è influenzata in maniera maggiore rispetto al caso di utilizzo reale, quindi i dati sperimentali la comprendono già al loro interno.

A valle di tutte queste considerazioni, possiamo perciò affermare con buona approssimazione che il sistema si comporta come una molla con proprietà descritte dal risultato della misura e non variabili sensibilmente in seguito a velocità, accelerazioni e temperature che si discostano dai parametri riscontrati nella misura.

Le misurazioni sono state eseguite con un ADL2, un acquisitore motorsport utilizzato a bordo del veicolo per raccogliere dati nelle fasi di test della vettura. Questo dispositivo permette di campionare ingressi analogici con una frequenza di 1 kHz e di sincronizzarli nel tempo.

Il produttore del dispositivo (MoTeC) mette a disposizione un software dedicato per l'analisi dei dati acquisiti. Questo software dà la possibilità di esportare i dati nel formato ".mat" manipolabile da Matlab, creando un vettore contenente i campioni acquisiti.

Ho potuto così realizzare uno script che va a plottare il valore della forza misurata in relazione allo spostamento della leva.

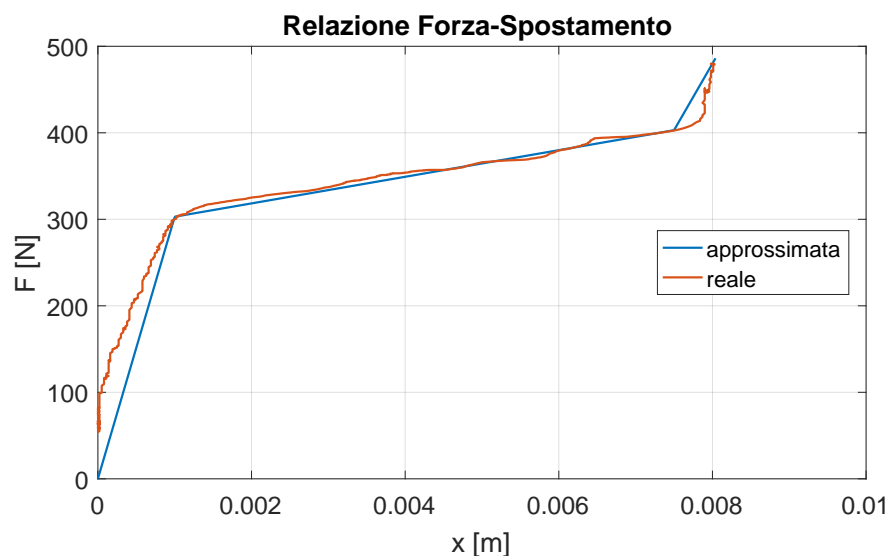


Figura 7: Plot Matlab forza vs spostamento

Con riferimento alla figura 7, notiamo che sono presenti 3 segmenti a pendenza diversa lungo la distanza percorsa.

Il primo segmento ha una alta pendenza. Questo fatto si può imputare al recupero dei giochi meccanici presenti nel meccanismo, che quindi impongono una resistenza via via crescente. In questa fase possiamo assumere che le molle di precarico non siano ancora compresse e quindi non generino forza resistente.

Il segmento centrale ha un andamento piuttosto lineare. In questa fase possiamo immaginare che, con tutti i giochi meccanici recuperati, l'unico fattore che pone una resistenza al movimento sia dovuto alla costante elastica delle molle di precarico.

Nel terzo segmento notiamo un repentino innalzamento della forza resistente per movimenti minimi della leva. In questa fase la frizione è ormai già completamente aperta e il disco sul quale agiscono le molle di precarico sta raggiungendo la fine della corsa utile. Questa parte è poco utile in fase di scalata, mentre risulta molto importante per dimensionare correttamente l'attuatore, in quanto in questo segmento si ha la massima coppia che il motoriduttore deve essere in grado di erogare in maniera continuativa.

3.2 SCELTA LEGGE DI MOTO

L'attuatore da scegliere dovrà essere in grado, partendo da fermo, di tirare la leva per tutta la lunghezza della corsa disponibile in un tempo massimo imposto. Una volta tirata la leva dovrà fermarsi per invertire il moto e ritornare alla condizione iniziale.

Come anticipato, il tempo massimo considerato per tirare la leva è $T = 0.1s$.

Data la natura del carico, possiamo considerare come condizione più gravosa la fase di tiro della leva in quanto, nella corsa di ritorno durante il rilascio, il motoriduttore è trascinato dalle molle di precarico e la coppia che quindi dovrà generare sarà minore, in valore assoluto. Il controllo che si andrà ad implementare sulla posizione della leva dovrà perciò semplicemente far compiere al motoriduttore una leggera azione frenante, per permettere di ottenere un rilascio graduale e progressivo, al fine di evitare il saltellamento delle ruote posteriori. Il tempo impiegato per effettuare la corsa di ritorno è per questo motivo inferiore.

Si effettuerà quindi il dimensionamento considerando la sola corsa di andata, quando si andrà a tirare la leva, in quanto è la condizione più gravosa.

Va detto che in scalata non è necessario far compiere alla leva l'intera corsa, in quanto si è notato che è sufficiente compierne solo la prima parte, per alleggerire semplicemente il carico derivante dalle ruote, senza eliminarlo del tutto. Il dimensionamento darà quindi un vantaggio in termini di sicurezza e di prestazione complessiva. In fase di

setup si potrà sfruttare questo fatto per migliorare la prestazione del sistema e abbassare il tempo di attuazione.

La legge di moto scelta da imporre al carico è una legge ad accelerazione costante "1/3 1/3 1/3".

È stata scelta questa legge di moto perché è una delle più semplici da implementare e quindi può essere eseguita anche da un microcontrollore di limitata potenza di calcolo, come quello utilizzato.

L'andamento nel tempo delle grandezze descritto da questa legge si adatta bene al sistema da movimentare. L'unica grandezza che presenta variazioni a gradino, infatti, è l'accelerazione. Questo comporta uno svantaggio per carichi ad elevata inerzia, ma nel caso in esame questa problematica è trascurabile, in quanto la forza elastica ha un peso molto maggiore, rispetto alle componenti inerziali.

Un altro vantaggio della legge scelta è dato dalla suddivisione del periodo in tre terzi di ugual durata. Come illustrato in Legnani *et al.* (2010, pp.101-105) [3], questa particolare suddivisione del periodo permette di ottenere una potenza erogata ed una accelerazione RMS minime. In più risultano basse la velocità e l'accelerazione di picco, calcolabili secondo le seguenti:

$$V_{\max} = \frac{3}{2} \frac{\Delta s}{T} \quad A = \frac{9}{2} \frac{\Delta s}{T^2}$$

con Δs massimo spazio percorso e T periodo del ciclo.

In sostanza, questa legge permette di essere efficaci, mantenendo però dei valori di picco e RMS delle grandezze molto contenuti.

Partendo dai vincoli di spazio e tempo imposti, ho scritto un semplice script Matlab che mi permette di tracciare l'andamento di posizione, velocità e accelerazione della leva da movimentare, e quindi di estrapolare la massima velocità richiesta al motoriduttore (figura 8).

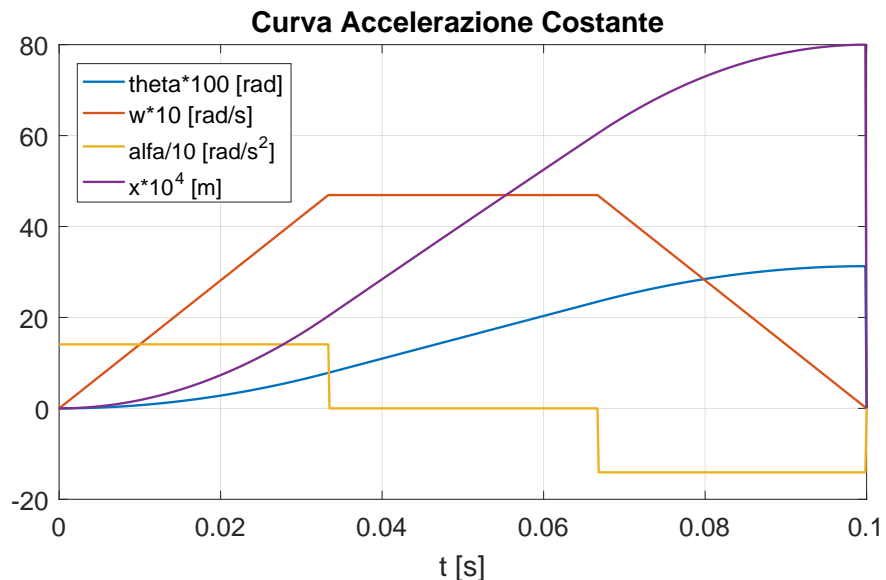


Figura 8: Plot Matlab legge di moto

Combinando i dati sperimentali sull'entità del carico con i dati teo-

rici della legge di moto, posso tracciare una curva che mi indichi la potenza istantanea che il carico richiede e l'andamento della coppia di carico nel tempo. I risultati sono illustrati nelle figure 9 e 10.

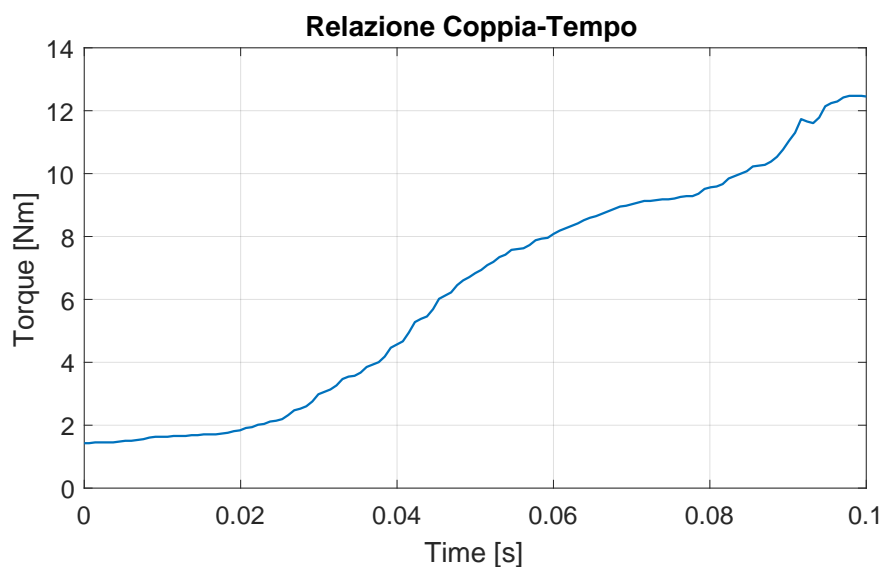


Figura 9: Plot Matlab coppia richiesta nel tempo

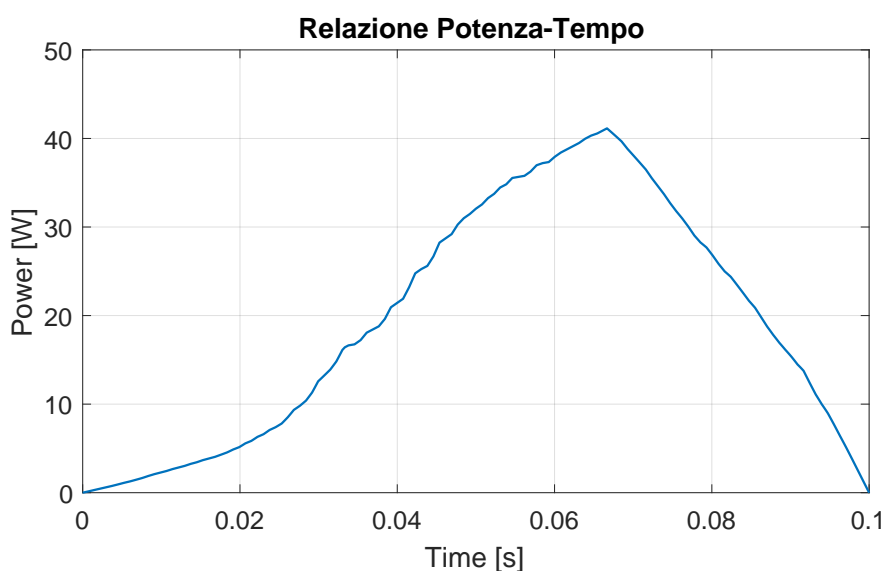


Figura 10: Plot Matlab potenza richiesta nel tempo

3.3 PRESTAZIONI MINIME MOTORIDUTTORE

Per poter ottenere elevate coppie a basse velocità, un motoriduttore è la soluzione più opportuna.

L'obiettivo è identificare un attuatore che sia in grado di fornire la prestazione desiderata, massimizzando l'efficienza, la semplicità di

utilizzo e minimizzando il peso totale.

Per aiutarmi nella scelta, ho estratto da Matlab i punti più critici di funzionamento, nei quali sono massime potenza, coppia e velocità richieste.

Dai valori ricavati è stato possibile individuare i valori minimi di potenza e coppia che il motore deve fornire, insieme al rapporto di riduzione ottimale del riduttore.

Come già detto, ho scelto di immaginare un rapporto di riduzione della catena cinematica unitario, in modo da mantenermi in favore di sicurezza. La massa finale del motoriduttore non sarà ottimizzata ma, come si potrà notare in seguito, risulterà comunque un compromesso accettabile.

La velocità angolare dell'albero del motoriduttore è pari alla velocità angolare della leva e la coppia che il motoriduttore deve erogare è pari a quella misurata nel test sperimentale.

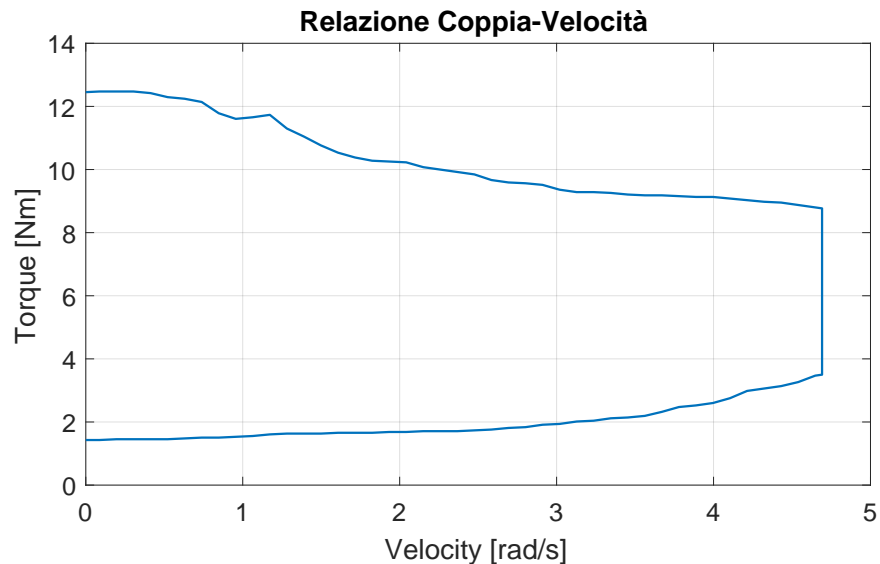


Figura 11: Plot Matlab coppia richiesta vs velocità angolare richiesta

Come si nota dalle figure 11 e 12, la massima potenza richiesta è in corrispondenza della massima velocità richiesta, mentre la coppia massima è richiesta a velocità praticamente nulla.

Si può facilmente calcolare la coppia resistente dovuta al momento d'inerzia nella fase di accelerazione come: $F = J\alpha$. La dimensione di questa componente si mantiene sempre almeno un ordine di grandezza inferiore rispetto alla coppia di carico.

Dai grafici teorici si ottengono i risultati di tabella 1.

In tutti i calcoli eseguiti sinora sono stati utilizzati i valori sperimentali della coppia di carico. Al momento di realizzare il sistema, per renderlo operativo sul veicolo, è possibile che il carico reale si dimostri differente dalla condizione stimata. Va posta attenzione nel setup del controllore, in quanto i fattori inerziali e di attrito, sin qui

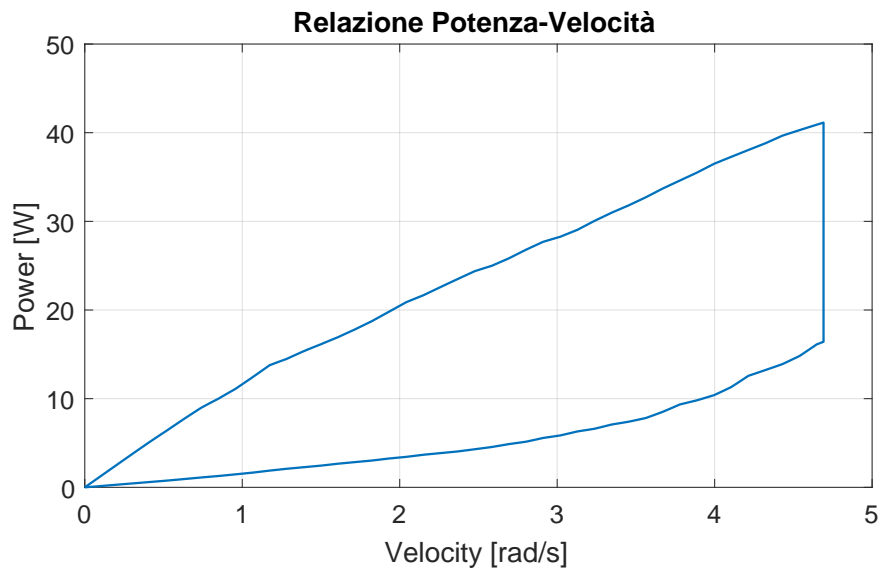


Figura 12: Plot Matlab potenza richiesta vs velocità angolare richiesta

Tempo di attuazione	0.1 s
Velocità massima richiesta	45 rpm (4.7 rad/s)
Coppia alla velocità massima	4.7 Nm
Coppia massima richiesta	12.5 Nm
Potenza massima richiesta	47 W

Tabella 1: Parametri minimi per il dimensionamento

trascurati, potrebbero assumere un certo peso e costringere ad utilizzare valori di accelerazione minori rispetto a quelli calcolati. Verrà scelto un motore di prestazioni sufficienti a sopperire alle eventuali inaccurately della stima del carico.

In linea generale saranno verificati i seguenti parametri:

- Coppia nominale: deve essere superiore alla coppia massima statica riferita all'albero motore, in quanto si vuole che il motore possa mantenere completamente tirata la leva frizione per un tempo indefinito.
- Velocità nominale: deve essere maggiore della velocità massima richiesta.
- Potenza: deve essere maggiore della potenza massima richiesta in uscita. Il motore dovrà anche erogare una potenza maggiore, per sopperire alle perdite nel riduttore.
- Temperatura: quando vengono garantiti i parametri esposti, si analizza la corrente assorbita e l'eventuale sovratemperatura degli avvolgimenti, per evitare di andare a sollecitare in maniera eccessiva il motore e rischiare di danneggiarlo. Verrà fatta perciò una verifica termica al termine del dimensionamento.

Per realizzare la legge di moto richiesta con il carico imposto sono state analizzate diverse tipologie di motore: Stepper, Brushless DC e DC.

Nel seguito verranno espone le considerazioni effettuate.

3-4 VERIFICA TERMICA

Le perdite per effetto Joule nei contatti striscianti e negli avvolgimenti determinano un surriscaldamento del motore. L'energia termica deve essere dissipata verso l'ambiente attraverso le superfici dell'avvolgimento e della carcassa del motore. L'incremento ΔT_W della temperatura T_W dell'avvolgimento, rispetto alla temperatura ambiente T_{amb} , dipende dal calore da dissipare e dalla resistenza termica complessiva, secondo la relazione:

$$\Delta T_W = (R_{th1} + R_{th2})P_{joule}$$

con $P_{joule} = RI_a$ potenza dissipata per effetto Joule, R_{th1} resistenza termica tra avvolgimento e statore e R_{th2} resistenza termica tra statore e ambiente.

Per diminuire la resistenza termica complessiva, quindi la sovratemperatura, si può abbassare la resistenza termica tra statore e ambiente andando a montare il motore su una flangia sufficientemente ampia o andando a realizzare una superficie alettata che aiuti lo scambio termico superficiale.

L'andamento della temperatura nel tempo dipende dalla massa e dal materiale di statore e rotore. Solitamente gli avvolgimenti di rotore hanno una costante di tempo termica molto più bassa di quella dello statore, che quindi si riscalda più lentamente. Dopo un intervallo di tempo sufficientemente lungo, però, si raggiunge una condizione di equilibrio termico e la sovratemperatura è data dalla relazione scritta in precedenza.

All'aumentare della temperatura, vanno valutati gli andamenti della resistenza elettrica di rotore e dell'efficienza dei magneti presenti.

Per la resistenza elettrica, si può scrivere:

$$R = R_{25^{\circ}\text{C}} [1 + \alpha_{\text{Cu}} (T - 25^{\circ}\text{C})]$$

Con $\alpha_{\text{Cu}} = 0.0039$ coefficiente di resistenza termica del rame.

Si nota che un aumento di temperatura comporta un aumento della resistenza elettrica rispetto al valore valutato a 25°C , che quindi limita la corrente massima che il motore può assorbire.

Analizzando i dati dei costruttori [2], si nota che per i motori a magneti permanenti, una temperatura superiore ai 75°C comporta una diminuzione delle prestazioni dei magneti fino al 10%.

A causa del sistema di movimentazione scelto, il motoriduttore si troverà a lavorare in un ambiente con una temperatura di circa $50\text{-}55^{\circ}\text{C}$. La condizione di massima coppia richiesta, quindi massima corrente, si verifica quando viene richiesto di mantenere tirata la frizione per un intervallo di tempo indefinito. L'altro caso di utilizzo tipico è quello di movimenti impulsivi e piuttosto distanti tra loro nel tempo. Questo secondo tipo di sollecitazione non verrà considerato, in quanto l'energia assorbita dal motoriduttore è distribuita in un intervallo di tempo molto lungo, quindi la corrente media assorbita tende ad essere quasi nulla, come il surriscaldamento subito di conseguenza dagli avvolgimenti.

Si tratta allora di andare ad analizzare la sovratemperatura in condizioni statiche, con flusso di energia costante. Per poter garantire il funzionamento anche in condizioni di massimo carico per un tempo indefinito possiamo trascurare i transitori. Questo perché comunque l'avvolgimento deve mantenersi ad una temperatura sufficientemente bassa, anche dopo un lungo lasso di tempo.

In verità, le costanti di tempo termiche degli avvolgimenti e dello statore del motore che si andrà a scegliere sono molto elevate (svariati minuti) [5]. Secondo l'esperienza di chi scrive, la frizione non viene mantenuta tirata se non per qualche decina di secondi. Per soste prolungate è più pratico inserire la folle e rilasciare la frizione. Si potrebbe perciò andare a dimensionare l'attuatore tenendo in considerazione i transitori di temperatura e quindi non considerando la condizione di regime, nella quale i transitori sono esauriti. È comunque opportuno considerare il caso a regime, in modo da essere sicuri di non danneggiare il motore nell'eventualità che il carico o l'ambien-

te subiscano delle variazioni rispetto al caso in esame.
 Il circuito termico equivalente del motore è il seguente:

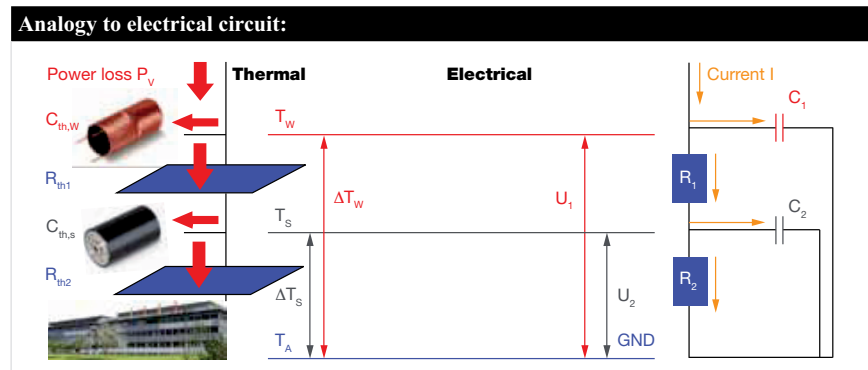


Figura 13: Circuito termico motoriduttore (Braun, 2015 [2])

Una volta esauriti i transienti dovuti alle costanti di tempo, si può stimare l'incremento di temperatura, secondo la formula scritta in precedenza e tenendo a mente che la temperatura ambiente è superiore ai 25°C tipici.

CONFRONTO DELLE SOLUZIONI

4.1 STEPPER

4.1.1 Principio di funzionamento

La categoria di motori considerata è quella dei motori a passo ibridi. Questi motori combinano i vantaggi del comportamento dei motori a riluttanza variabile e dei motori a magnete permanente.

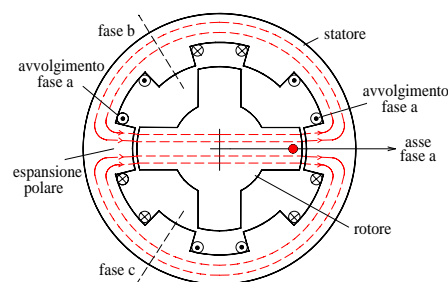


Figura 14: Struttura motore a passo a riluttanza variabile (Zigliotto, 2011 [4],
Courtesy of the owner)

I motori a riluttanza variabile fanno uso di un rotore con spiccata anisotropia radiale. Sullo statore, invece, sono posti gli avvolgimenti di fase. Questi sono disposti su coppie diametralmente opposte di espansioni polari (coppie polari). In figura è rappresentato un motore con rotore a 4 salienze e statore con avvolgimento a 3 fasi con una sola coppia polare per fase.

Alimentando una fase (fase a) con corrente continua e costante, il rotore si posizionerà come in figura, andando ad assumere una condizione che minimizzi la riluttanza del circuito magnetico. Alimentando la fase successiva (fase b), il rotore risentirà di una coppia che lo porterà a muoversi, fino a raggiungere una nuova posizione di minima riluttanza, ossia allineato con l'asse della fase b.

Andando ad alimentare in successione tutte e tre le fasi, si potrà mettere in moto il rotore, che procederà a scatti.

Applicando una coppia esterna, il rotore si andrà a posizionare con uno scostamento rispetto alla condizione di funzionamento a vuoto. Diminuendo il traferro tra rotore e statore, è possibile massimizzare la coppia prodotta, quindi diminuire lo scostamento tra funzionamento a vuoto e funzionamento sotto carico e quindi aumentando l'accuratezza nel posizionamento.

Per aumentare ancora l'accuratezza si può andare a diminuire l'angolo di passo, ossia l'angolo esistente tra due posizioni stabili successi-

ve. Per poter fare ciò si adotta una costruzione del rotore denominata “multistack”, che consiste nell’impilare diverse sezioni del rotore, con le salienze sfasate tra loro di un certo angolo. Facendo ciò è possibile diminuire l’angolo di passo senza realizzare geometrie costose o poco robuste dei denti di rotore.

I motori a magneti permanenti, invece, sfruttano il principio dei sistemi ad induzione. Il rotore non presenta più salienze, ma è costituito da un magnete permanente cilindrico ad una coppia polare e con flusso radiale. Quando una fase è percorsa da corrente, il campo di rotore tende ad allinearsi con l’asse delle spire della fase di statore. Alimentando in successione le fasi, si ottiene ancora un funzionamento a passo del rotore.

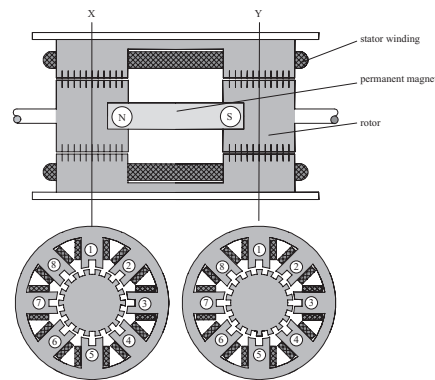


Figura 15: Struttura motore a passo ibrido (Acarnley, 2007 [1])

I motori ibridi sono costituiti da un rotore a più stack e con spiccata anisotropia, nel quale è posto un magnete permanente a flusso assiale. Lo statore presenta, per ogni dente, non più una sola fase, ma gli avvolgimenti di due fasi diverse, avvolte generalmente con verso opposto, in modo che la stessa corrente di alimentazione produca polarità magnetiche opposte.

La struttura dentata è posta su ogni polo del magnete di rotore, come illustrato in figura. Queste due strutture sono sfasate tra loro di mezzo passo di dentatura. Nei motori ibridi la coppia nasce per interazione tra i due campi magnetici di statore e rotore, mentre la struttura dentata permette di aumentare la risoluzione nel posizionamento. Con i motori ibridi, perciò, si possono ottenere miglior risoluzione, basse coppie residue, miglior rendimento e coppie più elevate.

4.1.2 Motoriduttore scelto

Dopo alcune ricerche eseguite in rete, il motore più adeguato che è stato scelto è l’Anaheim Automation 23Y206S-LW8. Si tratta di un motore a passo NEMA 23 che sviluppa più di 60 W di potenza. In figura sono illustrate le curve di coppia e potenza.

Il comando di questo motore richiede l’utilizzo di un controllore

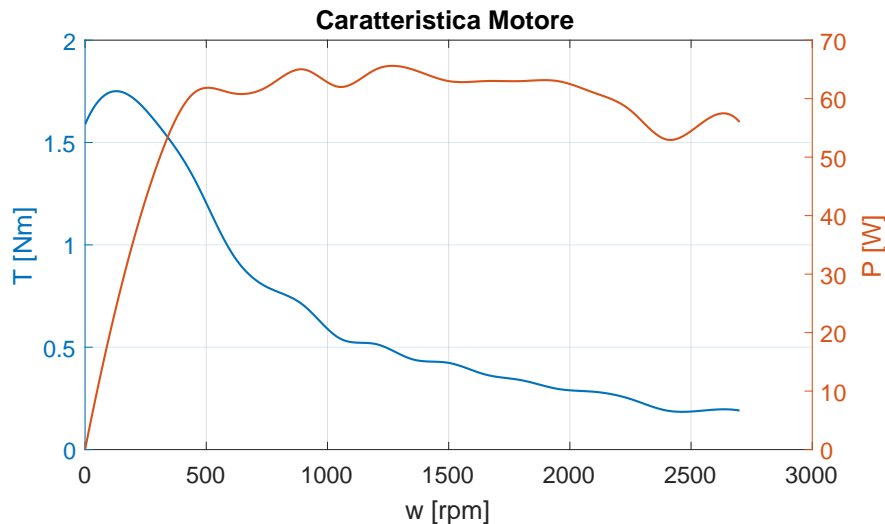


Figura 16: Curve caratteristiche Anaheim Automation 23Y206S-LW8 [7]

venduto dallo stesso produttore, con codice MBC05641.

Questo controllore pilota il motore con una tensione nominale di 48V. L'alternatore del veicolo fornisce una tensione di poco superiore ai 12V, quindi è necessario utilizzare un innalzatore di tensione DC-DC. Questo motore è accoppiato con il riduttore epicicloidale 23VLo50 prodotto dalla Applied Motion con rapporto di riduzione 50:1 ed efficienza 0.85.

Questo riduttore comporta una richiesta al motore dei seguenti parametri nel punto critico di maggior carico:

- Velocità del motore massima di 2250 rpm (= 37.5 rps), con una coppia istantanea di 0.11 Nm (= 16 oz-in)
- Coppia di tenuta minima di 0.3 Nm (= 43 oz-in)
- Potenza minima istantanea di 55 W

Per evitare la perdita di sincronismo, quindi di step, si deve essere sicuri che il motore possa accelerare senza perdere passi. È opportuno allora che, alla frequenza di passo scelta in fase di avvio, la coppia disponibile sia sufficientemente maggiore di quella del carico. La massima accelerazione imponibile dipende dal momento d'inerzia del carico, che è sconosciuto.

Se si trascura l'inerzia del carico, si può tracciare l'andamento della coppia e della potenza richieste dal sistema al motore e lo si può confrontare con la curva caratteristica del motore che indica i limiti massimi di funzionamento.

Come si può notare dalle figure 17 e 18, i valori massimi di potenza e coppia richieste dal sistema sono al di sotto del limite massimo consentito. Il motoriduttore scelto, quindi, è adeguato.

Possiamo fare alcune considerazioni.

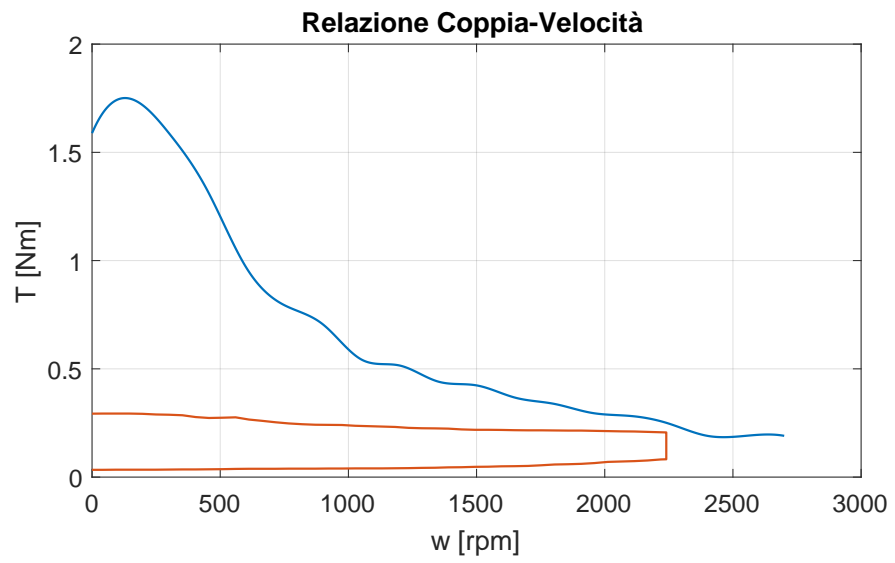


Figura 17: Coppia disponibile e coppia richiesta

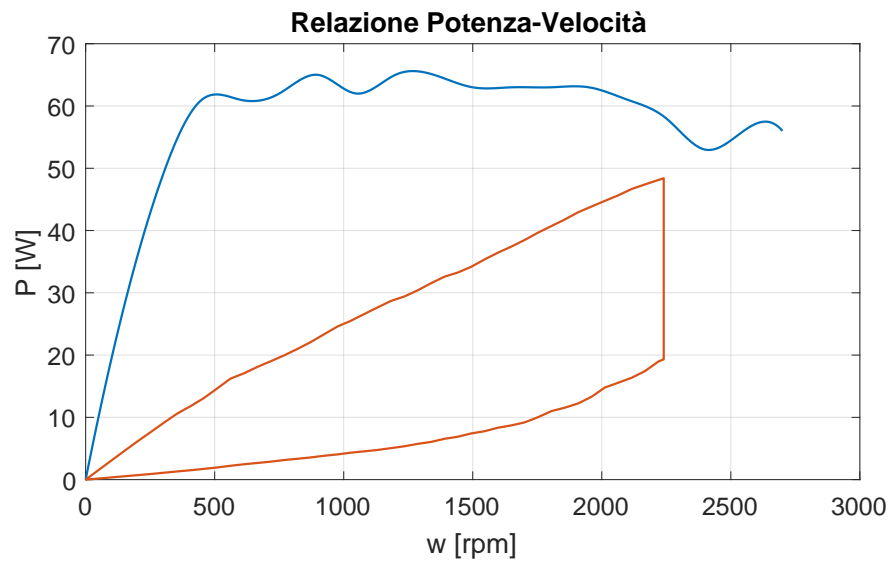


Figura 18: Potenza disponibile e potenza richiesta

In primo luogo si nota subito che la richiesta di corrente è relativamente bassa e la riduzione piuttosto efficiente. Questi fattori vanno a ridurre l'impatto sul sistema elettrico del veicolo da parte dell'attuatore. I motori stepper, inoltre, presentano un controllo di posizione intrinseco dato dall'angolo di passo. Questa peculiarità, però, non sarà sfruttata dal controllo, in quanto è molto più sicuro andare a misurare direttamente la posizione della leva, a valle di eventuali giochi e inesattezze nella catena cinematica.

Per poter erogare la coppia necessaria, sono stato costretto a scegliere un motoriduttore del peso complessivo di circa 2 kg. A causa della struttura e del principio di funzionamento, i motori a passo hanno necessità di un cablaggio e di un circuito di controllo più complessi di quelli di un motore DC, che rendono più complicata l'implementazione della soluzione. Rispetto ad un motore DC, infatti, sono presenti più fasi, che vanno controllate singolarmente e sequenzialmente. È perciò necessario un numero di componenti leggermente maggiore. Nel caso considerato, inoltre, si è costretti ad utilizzare un controller dedicato. Questo, oltre a richiedere una tensione di alimentazione elevata, non può essere interfacciato direttamente alla centralina del veicolo e richiede quindi la realizzazione di una scheda aggiuntiva dedicata allo scopo.

4.2 BRUSHLESS DC

4.2.1 Principio di funzionamento

Il motore sincrono a magneti permanenti a campo commutato (Brushless DC Motor, o BLDCM) ha una struttura molto semplice. Il vantaggio di questo tipo di motore consiste nell'assenza di spazzole, che migliorano la durata e riducono i disturbi elettromagnetici prodotti. Sul rotore sono posti i magneti di campo. Il rotore è posto in rotazione per reazione alle forze che agiscono sui conduttori di statore, dove viene generato un campo magnetico rotante.

Lo statore presenta un avvolgimento trifase, con le fasi reciprocamente sfasate nello spazio di $\frac{2}{3}\pi$.

Come in tutti i sistemi elettrodinamici, generazione della coppia è legata al flusso magnetico concatenato dalle spire di statore.

La presenza dei magneti permanenti produce un campo magnetico che ruota col rotore. Ogni fase concatena un certo flusso λ , che varia con la posizione del rotore, e quindi presenta una forza controelettrica e indotta.

Per far generare coppia costante, le fasi sono alimentate con correnti costanti a tratti, dipendenti dalla posizione del rotore, che viene interpretata per mezzo di sonde hall poste nello statore.

L'andamento di queste grandezze è illustrato in figura.

La forza agente sulle spire e di conseguenza, per reazione, sul ro-

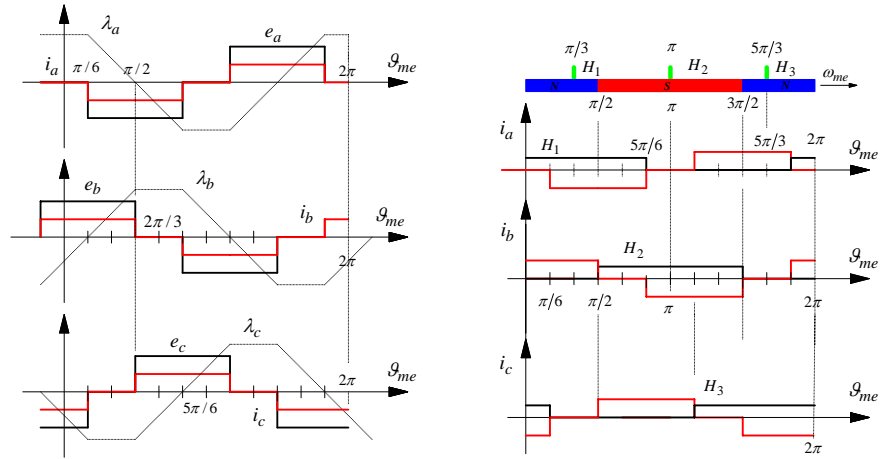


Figura 19: Andamento di flusso, corrente, *f.c.e.m.* e segnale dai sensori Hall per ogni fase al variare dell'angolo θ (Zigliotto, 2011 [4], *Courtesy of the owner*)

tore si può esprimere come segue, dove rotore e statore sono rappresentati sviluppati sul piano:

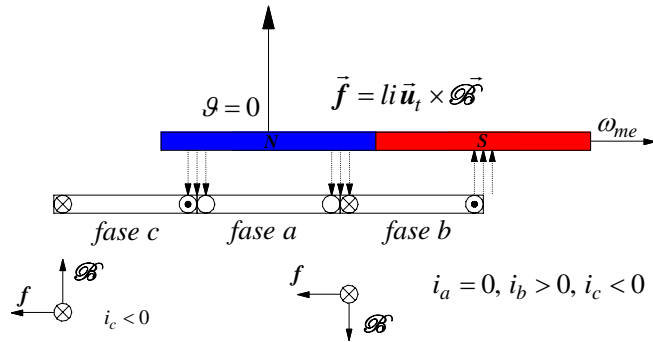


Figura 20: Schema e formula generazione forza nei motori BLDC (Zigliotto, 2011 [4], *Courtesy of the owner*)

La forza tende a far spostare gli avvolgimenti di statore, che però rimangono fermi, in quanto fissi. Si ottiene perciò uno spostamento nel verso opposto del rotore.

Le fasi attive, attraversate cioè da correnti, sono solo due alla volta e, ad ogni $\frac{\pi}{3}$, si ha una commutazione delle correnti, che vanno quindi a generare un vettore spaziale rotante a scatti di 60° elettrici alla volta. Si ha perciò un allineamento non perfetto e costante tra asse polare e vettore spaziale delle correnti.

Si può affermare, con buona approssimazione, che la coppia generata è proporzionale alla corrente di fase: $\tau = k_\tau \phi i_a$

Per riuscire a far erogare al motore una certa coppia costante e pari ad un valore desiderato, perciò, è necessario non solo modulare la corrente da fornire, ma anche controllare la posizione del vettore spaziale di corrente, andando a pilotare ciascuna fase, in modo da

mantenerlo sincrono al campo di rotore.

Risulta necessario, perciò, la lettura dei sensori ad effetto hall e il conseguente controllo di un inverter trifase, secondo una certa logica.

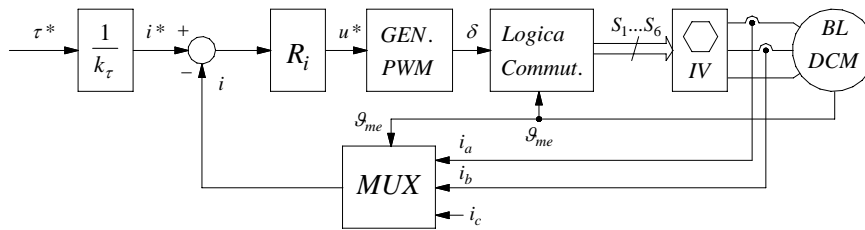


Figura 21: Schema del controllo di coppia di un BLDCM (Zigliotto, 2011 [4], Courtesy of the owner)

4.2.2 Motoriduttore scelto

Il motoriduttore che è risultato più adeguato è il Maxon EC-MAX 40, accoppiato ad un riduttore epicicloidale GP 42C. È stato scelto un Maxon per l'elevata compattezza a parità di potenza, rispetto ai prodotti di altri costruttori.

Per essere certi che il motoriduttore sia adeguato bisogna verificare che i parametri minimi di prestazione siano rispettati. Per visualizzare sia analiticamente che graficamente il comportamento ho fatto uso di uno script matlab che calcola i parametri chiave.

Inizialmente si è optato per un riduttore con rapporto di riduzione di 156:1.

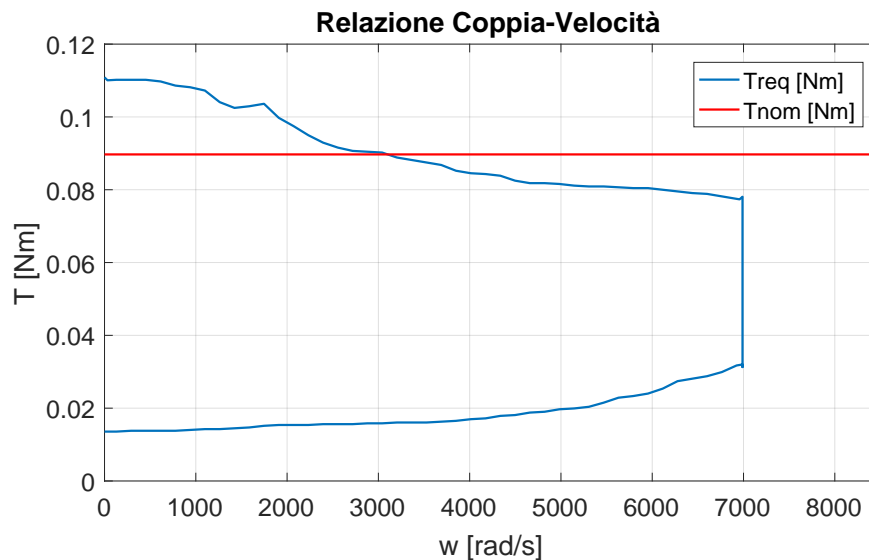


Figura 22: Coppia richiesta con riduzione 156:1

Notiamo subito dalle figure 22, 23, 24 che la coppia richiesta supera abbondantemente quella nominale, comportando una richiesta di

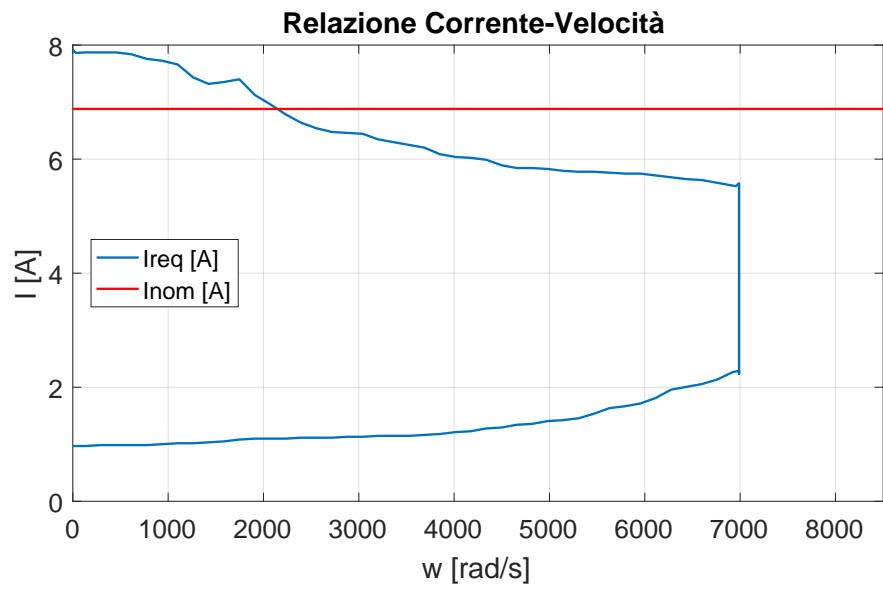


Figura 23: Corrente richiesta con riduzione 156:1

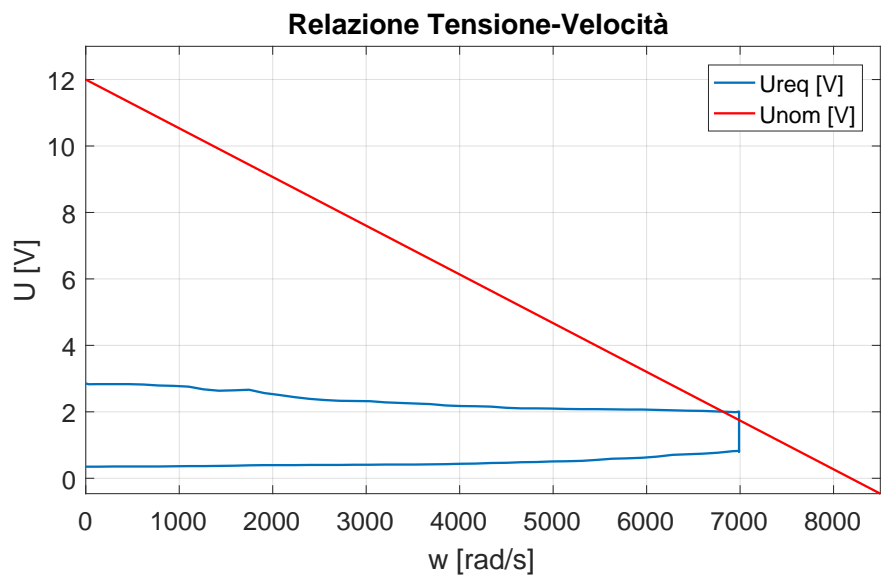


Figura 24: Tensione richiesta con riduzione 156:1

corrente superiore alla nominale e quindi un surriscaldamento degli avvolgimenti. Essendo questi dotati di una resistenza interna considerevole, una corrente superiore alla nominale porta ben presto a superare il limite di temperatura imposto dal costruttore, con evidenti danneggiamenti dell'attuatore.

Un altro problema è dato da una tensione richiesta superiore alla tensione disponibile. In verità, la tensione disponibile a bordo del veicolo è maggiore dei 12V nominali, toccando picchi di oltre 14V. Questo ci permette, in caso di necessità, di pilotare l'attuatore con una tensione leggermente superiore alla nominale.

Si è comunque pensato, visti i problemi di temperatura, di cambiare il rapporto di riduzione e passare a 230:1.

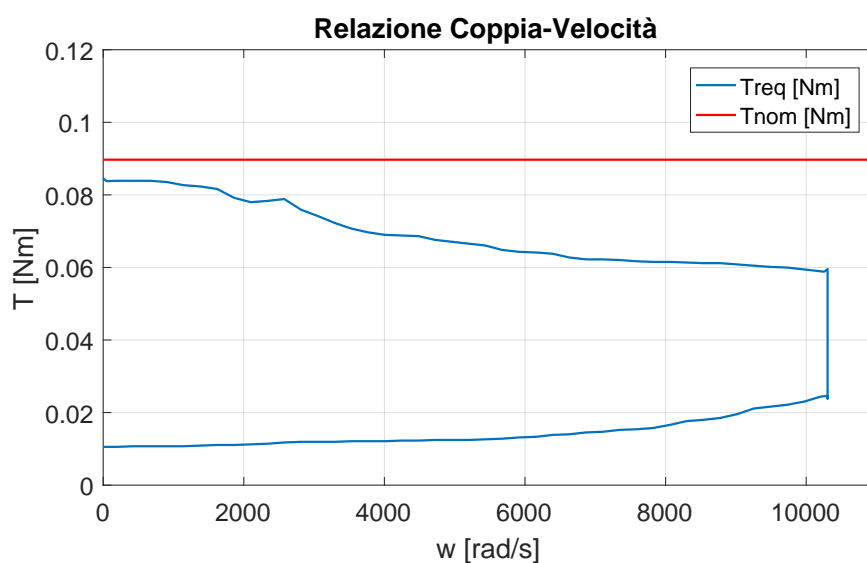


Figura 25: Coppia richiesta con riduzione 230:1

Il limite di coppia e corrente è rispettato, anche con un buon margine, sebbene l'efficienza del riduttore sia pari a $\eta = 0.64$, inferiore rispetto al caso precedente, che presenta $\eta = 0.72$. La velocità di picco e la relativa tensione richiesta, però, sono eccessive e superano di gran lunga i valori nominali.

Questo è un limite meccanico del motore, che non si può superare.

Per poter rientrare nel limite massimo di velocità, e quindi di tensione, si deve perciò andare a diminuire la velocità a valle del riduttore. Bisogna quindi allungare il tempo di ciclo, passando da 0.1s a 0.15s, circa. In questo modo si può utilizzare il motoriduttore selezionato, senza problemi di sovratemperature o di velocità eccessive.

Allungare il tempo di ciclo, al contrario di quel che si può pensare, non va ad incidere in maniera critica sul comportamento del sistema. Non è infatti necessario andare a tirare completamente la frizione ma, per ottenere comunque una scalata fluida, è sufficiente compiere circa una metà della corsa totale della leva. Questa quantità è stimata a

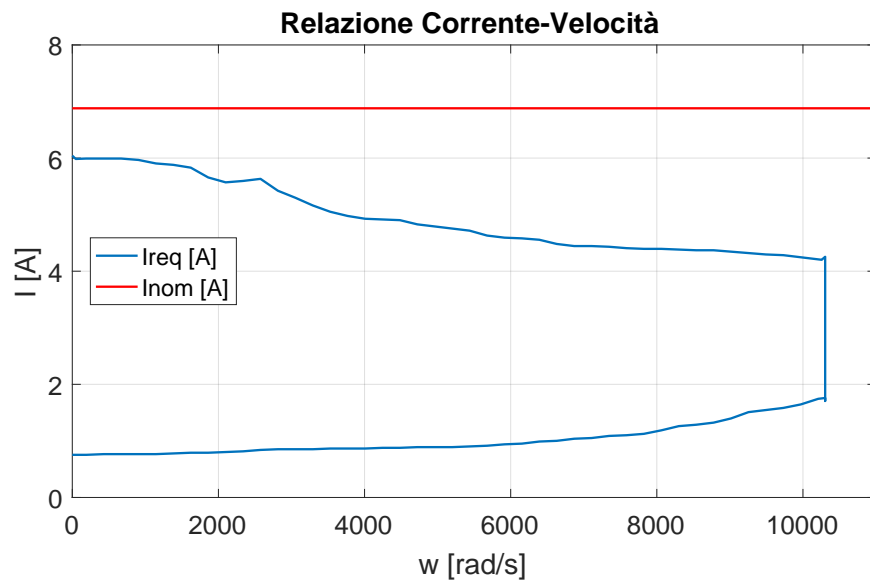


Figura 26: Corrente richiesta con riduzione 230:1

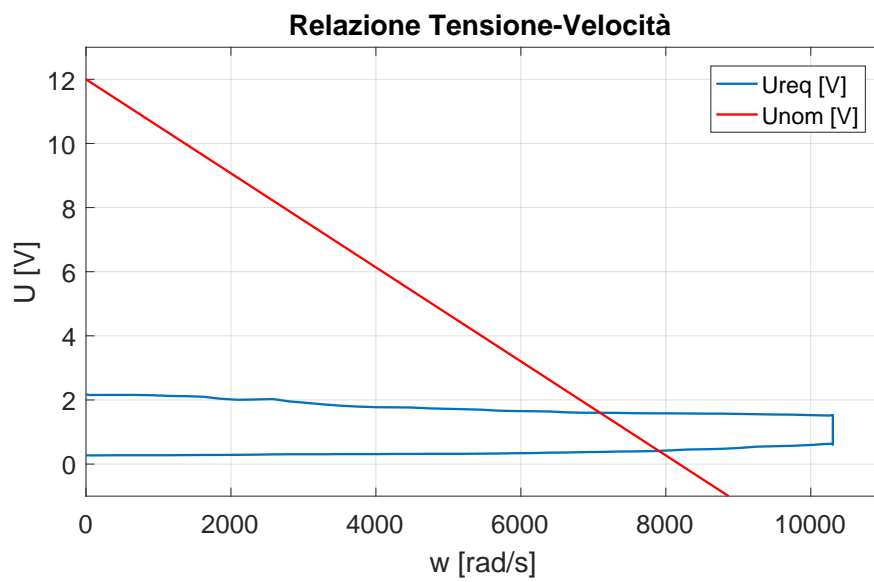


Figura 27: Tensione richiesta con riduzione 230:1

partire dall'esperienza pregressa di chi scrive. Non è quindi un dato valido in assoluto, in quanto dipende dalle condizioni di carico del retrotreno del veicolo, dall'usura della frizione e da altri fattori simili, non prevedibili o misurabili.

Un'altra considerazione che va a giustificare il prolungamento del tempo T si può fare andando ad analizzare le acquisizioni dati. In scalata non è infatti necessario ottenere una scalata in tempi eccessivamente brevi. È naturale che una maggiore velocità di esecuzione sia da preferirsi ma, guardando i dati acquisiti in gara, si nota che si può accettare un tempo per tirare la leva frizione di circa 120ms, senza contare la corsa di ritorno. Questo dato ci va a indicare che assumere il tempo massimo di salita di 150ms ci garantisce comunque una prestazione accettabile.

In figura 28 sono rappresentati i dati acquisiti a bordo del veicolo, nel caso di utilizzo di un motore Brushless DC, simile rispetto a quello selezionato. In rosso è indicato l'andamento della forza richiesta per la cambiata, in verde l'andamento della marcia inserita, in blu l'angolo di rotazione eseguito dall'albero del motoriduttore e in rosa la richiesta di scalata del pilota. Il tempo totale di ciclo è pari a circa 250ms, comprensivo della corsa di ritorno. Per tutto questo tempo si può assumere che il motore e le ruote non siano perfettamente accoppiati.

Questo sistema è risultato efficace, seppur molto limitato. La problematica maggiore sta appunto nel tempo totale di ciclo. Per quasi un quarto di secondo il motore e le ruote rimangono disaccoppiati. Questo non permette di sfruttare il freno motore, non dà un buon feedback al pilota e fa patinare la frizione, che si surriscalda. Una attuazione più veloce è perciò sempre da preferirsi.

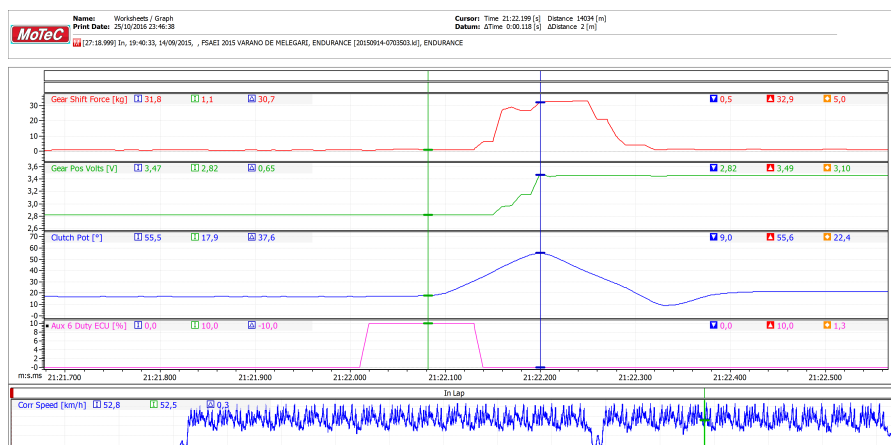


Figura 28: Acquisizioni dati prestazioni soluzione con motore brushless DC

La combinazione EC-MAX 40 con GP 42C da 230:1 ci garantisce perciò una movimentazione della leva in tempi accettabili, ma non ottimali, con caratteristiche fisiche soddisfacenti.

4.3 DC

4.3.1 Principio di funzionamento

Il motore che andrò a considerare è a corrente continua a magneti permanenti.

In questo tipo di motore il campo magnetico induttore è generato da una coppia di magneti permanenti di polarità opposta, quindi rimane costante e non modulabile.

Il rotore è di tipo avvolto e le spire sono poste in apposite cave. Una volta che un conduttore è attraversato da una corrente, si va a generare una forza proporzionale alla corrente stessa, all'induzione radiale al traferro ed alla posizione del conduttore. Se sotto ad uno stesso polo tutti i conduttori sono attraversati dalla stessa corrente, uguale in intensità e verso, la forza risultante generata è la somma dei singoli contributi. Andando a disporre gli avvolgimenti in maniera tale da ottenere una corrente di pari intensità ma verso opposto alla prima sotto l'altro polo, si ottiene ancora una forza di intensità pari alla precedente e verso opposto.

In queste condizioni il rotore è sottoposto ad una coppia non nulla, che tende a metterlo in rotazione.

Gli avvolgimenti sono opportunamente collegati in modo da far sì che la distribuzione delle correnti sotto ai poli sia sempre la stessa. In questo modo si ottiene una coppia costante in valore e segno per ogni posizione del rotore.

Per un numero di cave sufficientemente elevato, si può considerare la coppia costante anche durante le commutazioni della corrente nelle spire.

La coppia ottenuta, perciò, sarà indipendente dalla posizione e sarà proporzionale alla corrente di armatura nei conduttori e all'induzione media sotto ciascun polo, quindi al flusso. Possiamo scrivere:

$$\tau = k_{\tau} \phi i_a$$

con k_{τ} coefficiente che dipende dal tipo di avvolgimento e dal numero di conduttori attivi.

Se il rotore è in moto con velocità angolare ω , in ogni conduttore è indotta un f.c.e.m. elementare proporzionale all'induzione radiale al traferro nel punto in cui giace il conduttore e alla velocità periferica, secondo la relazione: $e = Blv$.

La f.e.m. di armatura disponibile alle spazzole sarà proporzionale alla velocità e al flusso. Possiamo scrivere quindi:

$$e = k_e \phi \omega$$

con k_e dipendente dal numero di conduttori attivi e dal tipo di avvolgimento.

L'avvolgimento, essendo realizzato con filo di rame avvolto, presenta una certa resistenza e una propria induttanza. Possiamo perciò scrivere:

$$u_a = Ri_a + L \frac{di_a}{dt} + e$$

Si può dimostrare che vale l'uguaglianza $k_\tau = k_e$, considerando un rotore perfettamente isotropo e un comportamento del circuito magnetico perfettamente lineare.

In generale, l'equazione meccanica del carico sarà espressa dalla seguente:

$$\tau = B\omega + J \frac{d\omega}{dt} + \tau_{L(t)}$$

con J momento d'inerzia riferito all'albero motore, B coefficiente di attrito viscoso, τ_L coppia esterna di carico.

4.3.2 Motoriduttore scelto

Il motore scelto è il Maxon DCX 35L, accoppiato ad un riduttore epicicloidale GPX 42.

Il rapporto di riduzione scelto inizialmente è stato di 156:1, in modo da avere una riduzione sufficientemente elevata (per evitare una corrente di picco troppo grande) ma non eccessiva, per mantenere la velocità massima richiesta al motore contenuta.

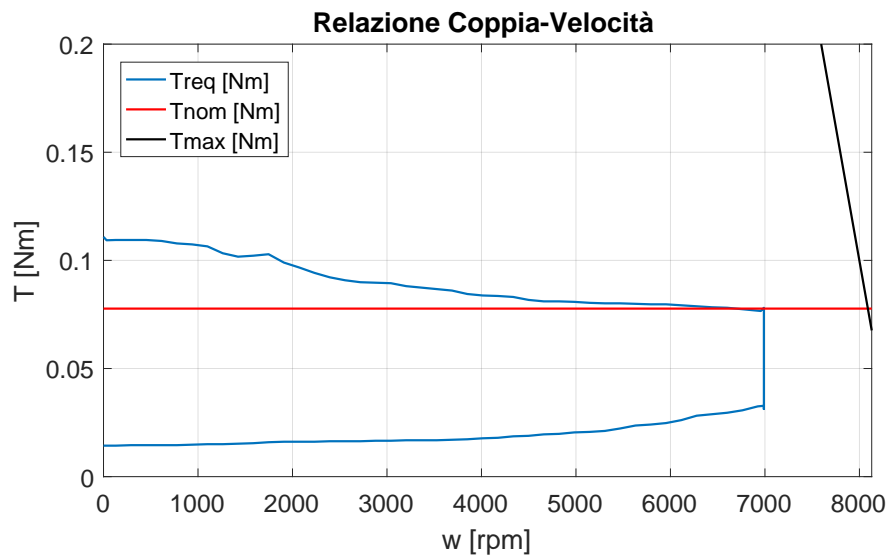


Figura 29: Coppia richiesta al motore DC

Come si può notare dalle figure 29, 30, 31, in condizioni di massimo carico la corrente supera il valore nominale. Questo comporta una sovratemperatura degli avvolgimenti che potrebbe andare a danneggiare l'isolamento. La verifica termica, però, ci conferma che la massima

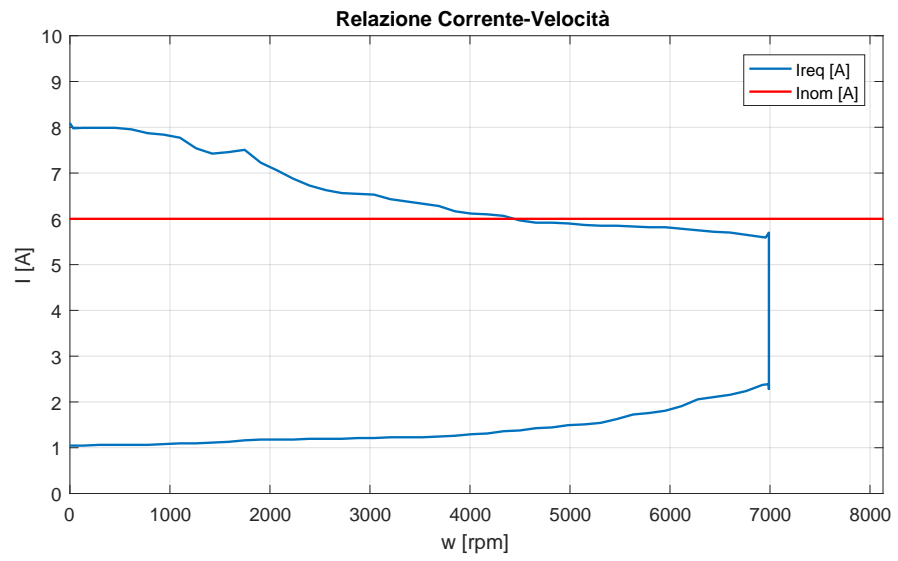


Figura 30: Corrente richiesta al motore DC

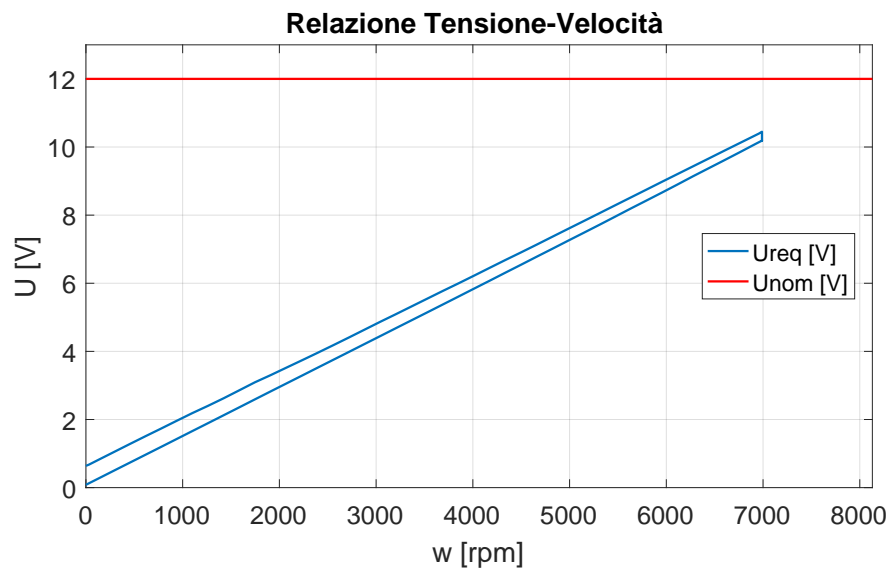


Figura 31: Tensione richiesta al motore DC

temperatura raggiunta è di circa 40°C inferiore al massimo consentito. È da sottolineare che questa temperatura è la massima temperatura raggiunta in condizioni di carico massimo, una volta esaurito il transitorio, dato dalla costante di tempo dell'avvolgimento. Questa costante di tempo è di circa 45s , mentre quella della carcassa è di circa 15 minuti. Andando ad analizzare l'utilizzo tipico della frizione, si può affermare che questa non viene mantenuta tirata per più di 5 minuti consecutivamente in quanto, per soste lunghe, si preferisce mettere il cambio in folle e rilasciare la frizione o, in alternativa, spegnere direttamente il veicolo.

In figura 32 è mostrato l'andamento della temperatura degli avvolgimenti nel tempo.

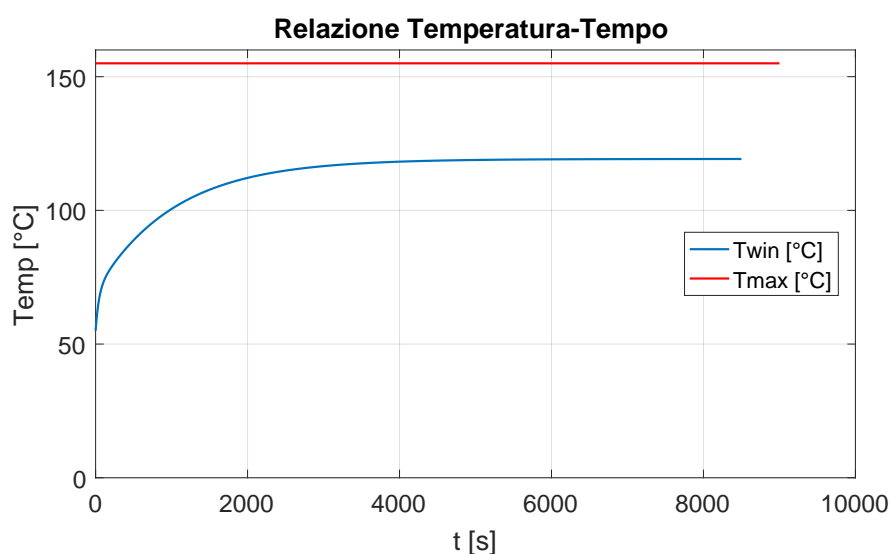


Figura 32: Andamento della temperatura dell'avvolgimento del motore DC

Si può cercare di abbassare ulteriormente la corrente richiesta, andando ad aumentare il rapporto di riduzione. A questo scopo si sceglie una riduzione di $230:1$.

Si nota subito che il vantaggio in termini di corrente richiesta e sovratemperatura degli avvolgimenti è considerevole.

È da sottolineare, però, che un rapporto di riduzione di $230:1$ costringe ad utilizzare un riduttore a 4 stadi, non a 3 come nel caso di $156:1$. L'aggiunta di uno stadio comporta un aumento della massa del riduttore, una diminuzione della potenza massima trasferibile e una diminuzione della efficienza, che passa da un massimo di $\eta = 0.72$ ad un massimo di $\eta = 0.64$. In particolare, un riduttore a 4 stadi da $230:1$, impone una massima potenza trasferibile di 25W di picco e di 20W continuativa. Questo lo rende inadeguato alle richieste del sistema in esame.

La scelta di un riduttore a 3 stadi, quindi, è forzata. In questa configurazione, perciò, l'avvolgimento si troverà a lavorare a temperature elevate, pur sempre entro i limiti. Può quindi rivelarsi utile andare ad

agire sulla temperatura ambientale, separando il motoriduttore dal motore termico con un apposito isolante o posizionandolo in una zona dove vi è un passaggio turbolento di aria fresca.

Il tipo di riduttore scelto fornisce dei vantaggi per quanto riguarda la potenza istantanea trasferibile.

Si può infatti andare a modificare la legge di moto scelta in modo da abbassare il tempo di attuazione e quindi migliorare la performance del sistema.

Procedendo per tentativi, si può abbassare il tempo di attuazione fino a 75ms, andando ad aumentare le accelerazioni impresse al motore, al fine di mantenere sufficientemente bassa la velocità di picco.

In figura 33, 34 e 35 sono illustrati i risultati. In rosso sono evidenziati i valori nominali delle grandezze ed in blu l'andamento stimato in relazione alla velocità istantanea.

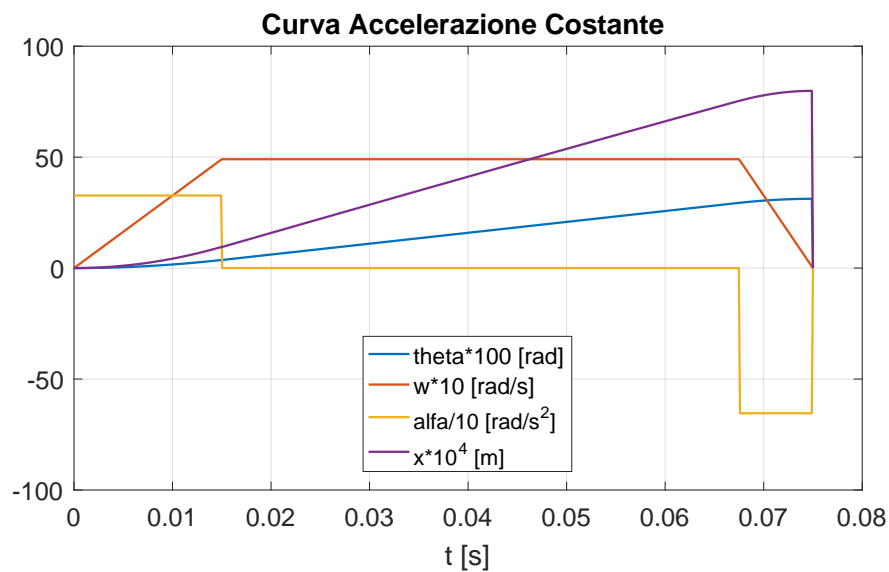


Figura 33: Nuova legge di moto per $T=75$ ms. La rampa di salita è pari a $1/5$ di T , mentre quella di discesa è pari a $1/10$ di T

Questo tipo di ottimizzazione del tempo va verificata, tuttavia, sul sistema fisico, una volta montato a bordo del veicolo, in quanto le massime accelerazioni imprimevoli possono variare anche sensibilmente, a causa delle approssimazioni adottate durante la misura del carico della leva. Si è voluto comunque evidenziare questo aspetto molto importante della combinazione di motore e riduttore scelti.

4.3.3 Soluzione scelta

Di seguito sono riportati nella tabella 2 i parametri essenziali, utili al confronto tra le varie soluzioni.

Confrontando tra loro le diverse soluzioni si può notare come il motore che meglio si adegua alle richieste sia il DC.

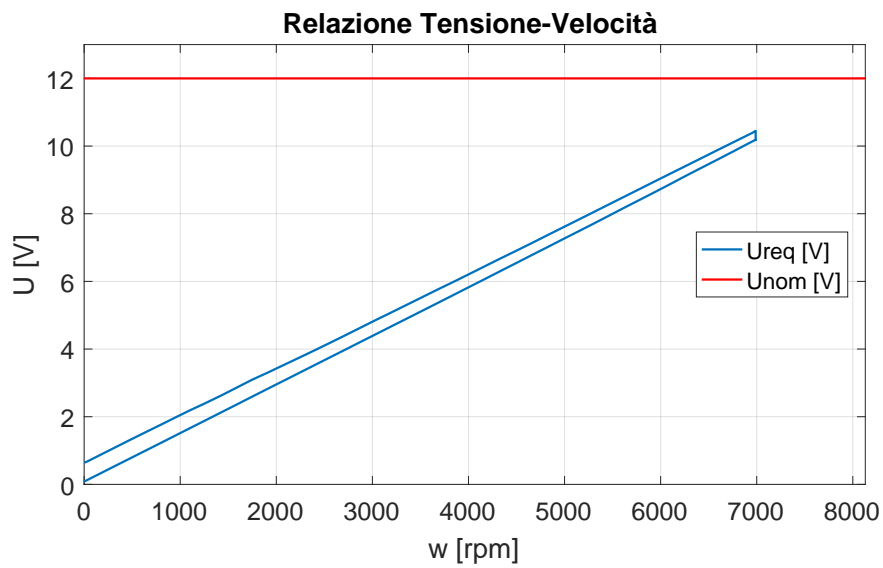


Figura 34: Andamento della nuova tensione richiesta al motore DC con $T=75$ ms

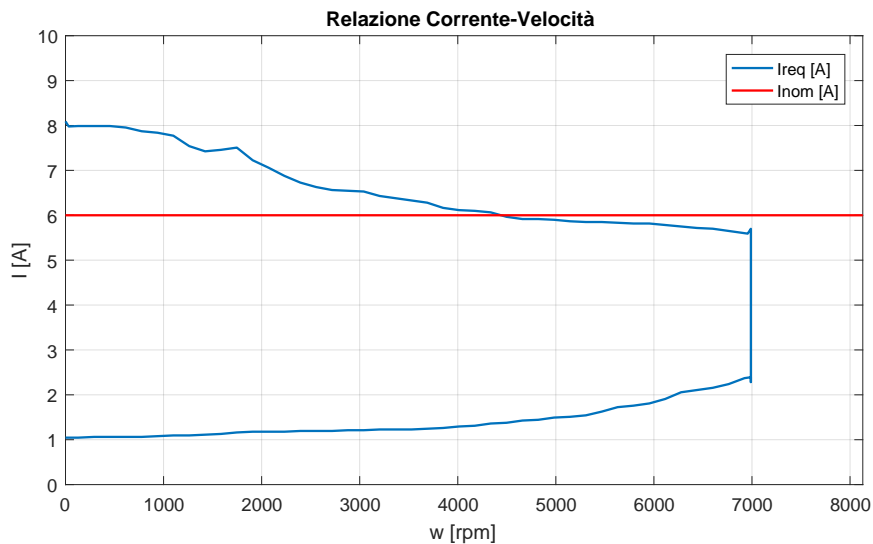


Figura 35: Andamento della nuova corrente richiesta all motore DC con $T=75$ ms

	Stepper	Brushless DC	DC
Massa totale	2 kg	1.02 kg	0.845 kg
Corrente massima	4.2 A	6 A	8.1 A
Tensione massima	24 V	12 V	12 V
Tempo attuazione minimo	0.1 s	0.15 s	< 0.1 s
Complessità hardware	alta	alta	bassa
Complessità software	media	alta	bassa

Tabella 2: Tabella di confronto dei parametri chiave

Il motoriduttore DC ci consente di ottenere un tempo di attuazione minimo, con una massa minima ed una richiesta di corrente accettabile. In più la semplicità del controllo e della realizzazione hardware lo rendono ideale per un utilizzo come quello in esame, dove il tempo a disposizione per eseguire setup e troubleshooting è minimo.

La scelta ricade perciò sul Maxon DCX 35L accoppiato al riduttore Maxon GPX 42 con riduzione 156:1.

Questo motore è molto compatto e semplice e non richiede un circuito di controllo sofisticato o un cablaggio complesso. Le prestazioni di questo motore, inoltre, sono superiori rispetto a quanto richiesto quindi, in fase di setup, si possono incrementare ulteriormente la velocità massima e il tempo di risposta.

IMPLEMENTAZIONE DEL CONTROLLO

5.1 CIRCUITO DI CONTROLLO

È essenziale che la leva della frizione, in posizione di riposo, sia completamente rilasciata. Se il veicolo dovesse trovarsi con la frizione leggermente tirata in regime di marcia, si andrebbe a bruciare la frizione, con le ovvie implicazioni.

Il circuito di controllo dell'attuatore, quindi, riceverà in ingresso le richieste del pilota e andrà ad utilizzare come variabile di controllo la posizione della leva frizione. Per pilotare il motoriduttore si è scelto di usare i seguenti componenti:

- Microcontrollore PIC32 o simili.
Tutta la trattazione è indipendente dalla architettura finale del controllore, che andrà scelto anche in base all'esperienza personale di chi si occuperà della realizzazione del circuito di controllo.
È necessario, tuttavia, che siano disponibili queste funzionalità minime:
 - Input digitali, per riconoscere le richieste del pilota al momento di attuare la frizione;
 - Input analogici, per leggere istantaneamente e con sufficiente accuratezza la misura della posizione della leva frizione e la misura di corrente erogata verso il motore;
 - Output PWM per pilotare il ponte ad H e quindi la tensione da imprimere al motore;
 - Capacità di trattare numeri decimali ed eseguire divisioni;
 - Opzionale: comunicazione in CAN bus verso l'esterno, per fornire i dati di tensione, corrente e posizione al datalogger.
- Ponte ad H.
Per il controllo del motore si è scelto di usare il ponte ad H 18v25 prodotto dalla Pololu.
Questo ponte è costituito da 4 MOSFET a canale N e accetta in ingresso un segnale modulato in pwm fino ad una frequenza di 40 kHz. Accetta una tensione massima in ingresso di 18V e una massima corrente continuativa di 25A. Presenta a bordo un sensore di corrente con sensibilità 5mv/A che misura la corrente assorbita dal carico ed è provvisto di una protezione da sovratensioni, per evitare danneggiamenti in fase di commutazione

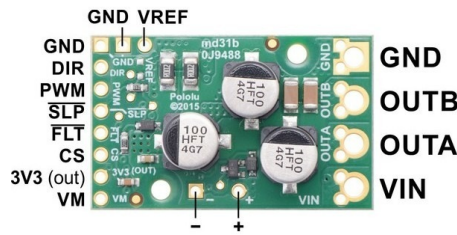


Figura 36: Ponte ad H Pololu utilizzato

dovuti al comportamento da carico induttivo del motore. Dalla misura della corrente assorbita, andando ad integrare nel tempo, si può estrarre la quantità di carica totale richiesta, che la batteria dovrà fornire impulsivamente.

- Sensore di posizione. Consiste in un potenziometro lineare simile a quello usato nel test che fornisce in uscita una tensione proporzionale alla posizione del punto di applicazione della forza sulla leva. La posizione misurata verrà usata come variabile di controllo.

5.2 MODELLO SIMULINK

La manutenibilità del sistema di movimentazione scelto è un parametro fondamentale. La possibilità di modificare facilmente un setup per adattarlo alle esigenze in tempi brevi è di grande importanza, soprattutto in fase di test, per risolvere i problemi che insorgono e per velocizzare la messa a punto.

È per questo motivo che ho realizzato un modello che rappresenta il comportamento del motore, in modo da poterlo inserire in un progetto Simulink per poter fare un setup del controllo in maniera estremamente rapida.

È importante che questo modello rappresenti in maniera sufficientemente fedele il sistema fisico, in modo da avvicinare il più possibile i dati ottenuti dalla simulazione con i dati misurati sul sistema reale.

5.2.1 Struttura del modello

Per il controllo del motore si sfrutta il funzionamento a tensione impressa.

Lo schema del controllo è, in sostanza, uno schema di un controllo in retroazione di posizione.

Al momento della richiesta del pilota, il controllore genera internamente un riferimento di posizione ed effettua il controllo in base al-

l'errore tra la posizione di riferimento e quella misurata. Il motore è pilotato con il ponte ad H mediante modulazione PWM. Lo schema a blocchi rappresentativo di questo sistema è mostrato in figura 37.

Nello schema si possono trovare 3 blocchi principali:

- **Motion Law:** blocco che genera la legge di moto di riferimento. Questa funzionalità dovrà essere realizzata internamente dal controllore scelto.
- **Control:** è il blocco di controllo in posizione che il microcontrollore dovrà realizzare. In generale si tratterà di un controllore PID che, agendo sull'errore di posizione tra riferimento e misura, modula in PWM la tensione da applicare al ponte ad H. Restituirà la tensione da fornire all'armatura del motore DC.
- **Load Torque:** curva della coppia di carico stimata. In sostanza è l'importazione dei dati sperimentali raccolti. Si può migliorare la stima andando a fare delle misurazioni direttamente sul veicolo in movimento con il sistema a bordo, in modo da rendere il modello il più aderente alla realtà e prevedere meglio il comportamento del sistema.
- **DC Gearmotor:** è il modello del motoriduttore in funzionamento a tensione impressa. In seguito sarà illustrato nel dettaglio.
- **Kinematic:** è la catena cinematica adottata. Esprime quindi l'andamento del rapporto di trasmissione al variare della posizione nel tempo. Ci permette di derivare la posizione della leva a partire dalla posizione e velocità dell'albero del motoriduttore.

Una volta simulato il controllo in Simulink, si può realizzare il programma del controllore a bordo del veicolo con i parametri ottenuti e si può riscontrare la bontà della simulazione e del comportamento del sistema attraverso i dati acquisiti. Si possono usare questi ultimi per migliorare il modello, al fine di prevedere le variazioni di comportamento del sistema dovute ad una variazione del controllo e quindi velocizzare la fase di messa a punto.

5.2.2 Blocco "DC Gearmotor"

Lo schema a blocchi del motoriduttore DC è mostrato in figura 38. Gli ingressi sono la tensione di armatura e la coppia di carico, mentre in uscita restituirà una velocità angolare. L'uscita I_{areq} non è necessaria al controllo, ma viene usata per scopi di monitoraggio e per aiutare nell'analisi dei dati.

La coppia di carico T_L è ridotta di un fattore rr dal riduttore epicicloideale, che però avrà una efficienza non unitaria " η ". Questa coppia, sommata alla componente inerziale del motore e del riduttore (di momento d'inerzia J_{tot}), è la coppia che il motore dovrà erogare per

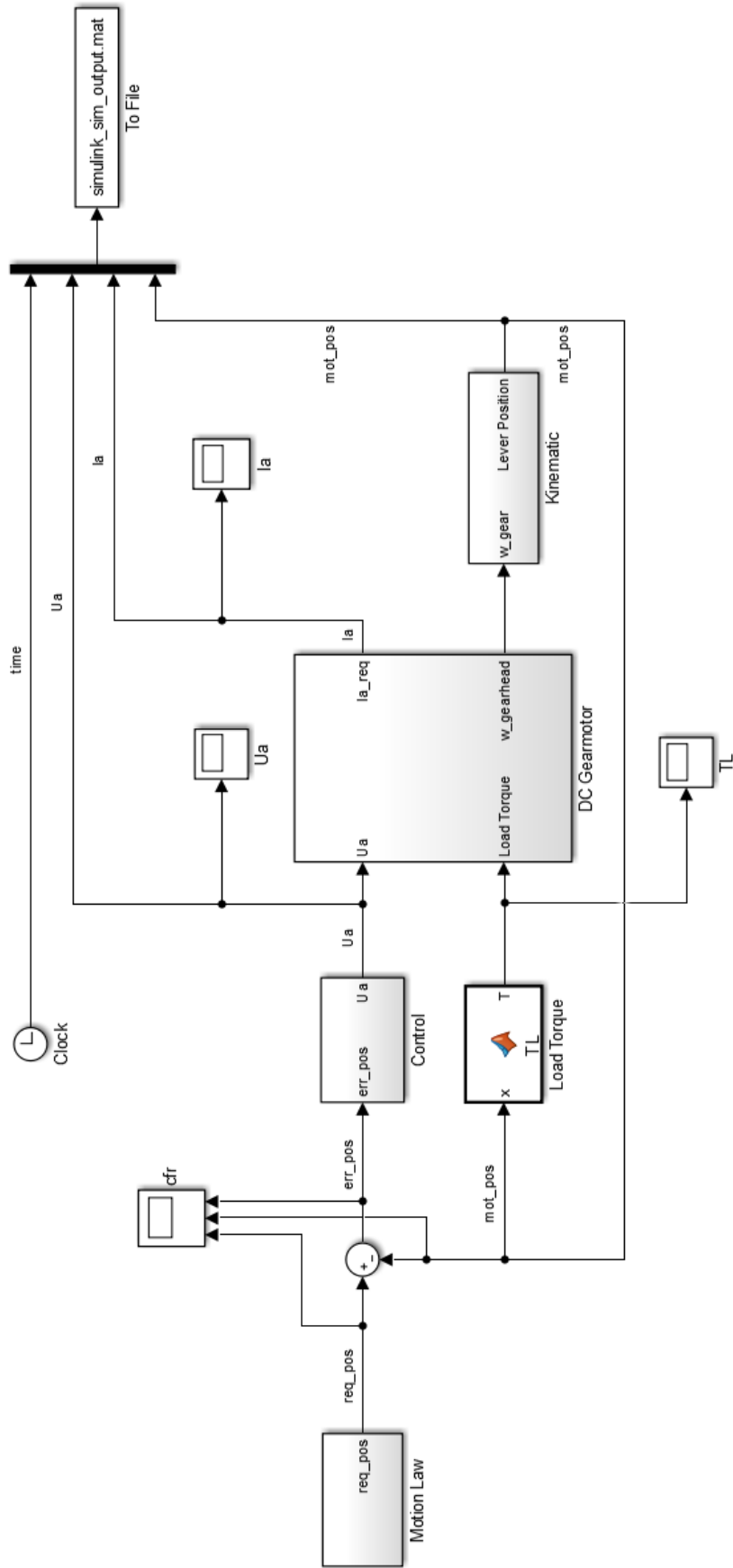


Figura 37: Schema a blocchi Simulink

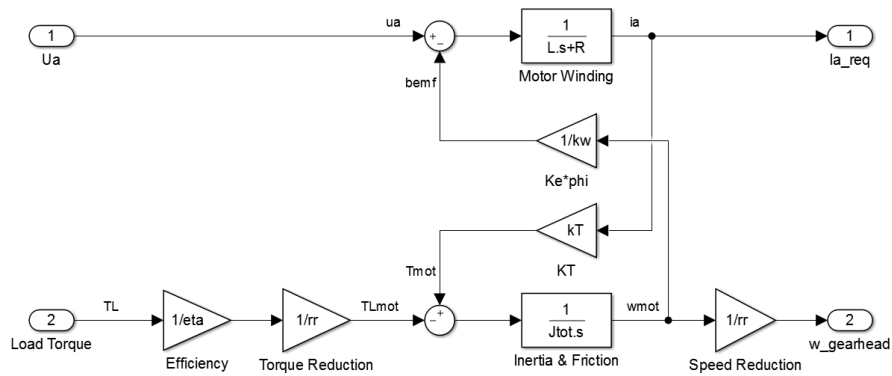


Figura 38: Modello Simulink del motore

ottenere la velocità desiderata. La velocità dell'albero è pari alla velocità del motore ridotta del rapporto di riduzione rr .

Per poter fornire una coppia sufficiente a vincere la coppia resistente, il motore dovrà assorbire una corrente I_a , proporzionale alla coppia secondo la costante kT . Nel controllo a tensione di armatura impressa, per poter fornire la corrente richiesta, si va ad agire sulla tensione di armatura. La corrente dipenderà dalle proprietà elettriche dell'avvolgimento, che ha un comportamento resistivo-induttivo (R , L). La tensione da fornire ai capi dell'avvolgimento, però, è contrastata dalla forza contro elettromotrice generata dal movimento del rotore e proporzionale alla velocità angolare di quest'ultimo secondo la costante di *f.c.e.m.* k_w . La tensione U_a da fornire, quindi, risulterà maggiore della tensione utile che indurrà la corrente I_a che produrrà la coppia necessaria T_{mot} .

CONCLUSIONI

In questa tesi ogni considerazione e scelta è stata fatta dando grande importanza alla effettiva applicazione reale. Questo ha condotto a dare molto peso a fattori come la bassa complessità intrinseca, la semplicità di setup e la rapidità nella soluzione di eventuali problemi, insieme alla compattezza del sistema.

Il motoriduttore DC scelto, oltre ad essere estremamente semplice, ha il vantaggio di essere molto compatto e leggero, mantenendo una massa ed una efficienza molto simili rispetto alle altre soluzioni analizzate, se non addirittura migliori.

Per poter ottenere un sistema funzionante a bordo del veicolo, sono necessarie alcune operazioni supplementari.

Come si è potuto vedere, non ho effettuato il dimensionamento della catena cinematica per la trasmissione del moto, perché non è possibile determinare le dimensioni dei membri senza aver prima individuato la posizione spaziale esatta del motoriduttore rispetto alla leva frizione. Una volta fissato in posizione il motore, si può effettuare molto rapidamente la sintesi cinematica e realizzare un meccanismo adeguato.

Un altro aspetto da curare è la realizzazione della scheda di controllo su un circuito stampato. Sebbene questa risulti particolarmente semplice, il progetto e la realizzazione esulano dallo scopo della tesi.

Infine, questo lavoro svolto in linea teorica deve trovare un riscontro nella pratica. Prima di montare il motoriduttore a bordo del veicolo, è opportuno eseguire qualche test di validazione del modello e delle prestazioni reali dell'attuatore e della scheda di controllo.

Per far ciò si può approntare un semplice banco di test sul quale fissare il motore che, a mezzo di una puleggia e di un cavo metallico, va a comprimere una molla di costante elastica nota e simile al caso di applicazione, come quelle utilizzate per le sospensioni della vettura. Una soluzione simile è stata usata anche per l'implementazione del precedente sistema elettroattuato, evidenziando i vantaggi in termini di praticità e rapidità di setup e le criticità, date dalla idealità delle condizioni di test. Un test di questo tipo, infatti, esclude tutti gli effetti inerziali ignoti e non considerati nel dimensionamento e l'influenza di fattori come la temperatura e l'attrito viscoso dovuto all'olio all'interno della frizione.

Un vantaggio che questa validazione può portare è appunto l'identificazione del comportamento dell'attuatore al netto del carico. Sul banco si possono fare più prove andando a variare velocità, accelerazioni e coppia resistente, in modo da identificare l'influenza di effetti

inerziali e di attrito, e di ottenere per via sperimentale i parametri chiave del motoriduttore, come efficienza, costante di coppia e caduta nell'avvolgimento, in modo da confrontarli coi dati da catalogo e migliorare il modello.

La presenza del carico reale andrebbe a mascherare quelli che sono i parametri del motore e non consentirebbe di identificarli chiaramente. Ci sono parametri che lo stesso costruttore ignora, come l'esatto andamento dell'efficienza del riduttore al variare della velocità e della coppia trasmesse o l'esatto valore della costante di coppia. Testando sul banco il motoriduttore si può pervenire ad una caratterizzazione dello stesso, in modo da interpretarne e prevederne al meglio il comportamento.

Una volta identificato il comportamento al netto del carico, si possono eseguire test simili sul sistema reale, andando a variare la temperatura di esercizio, il tempo massimo di ciclo e i picchi di velocità e accelerazione, in modo da isolare le componenti inerziali e viscosi del carico e di quantificarle, per ottimizzare il controllo.



APPENDICE A - MATLAB®

In seguito è mostrato il codice MATLAB® utilizzato per il tracciamento della legge di moto e la successiva verifica dei motoriduttori selezionati

```
% Script che plotta la curva della velocita' angolare richiesta.

r = 0.026;           % Braccio leva frizione [m]
deltaS = 0.008;     % Spostamento longitudinale punto applicazione F[m]
T = 0.1;            % Tempo massimo di salita[s]
deltaTh = asin(deltaS/r); % Spostamento angolare massimo leva [rad]

lambda1 = 1/3;      % T1 = lambda1*T
lambda3 = 1/3;      % T3 = lambda3*T
T1 = lambda1*T;
T3 = lambda3*T;
T2 = T-T1-T3;

Wmax = (deltaTh/T)*(2/(2-lambda1-lambda3)); % Velocita' periferica massima
A = Wmax/T1; % Accelerazione perif (salita)
D = Wmax/T3; % Decelerazione perif (discesa)

t = 0:(T/648):T;
x = 0:1:648;
th = 0:1:648;
w = 0:1:648;
a = 0:1:648;

%%% Rampa salita
id = 1;
while t(id)<=T1
    a(id) = A;
    w(id) = A*t(id);
    th(id) = (A/2)*t(id)*t(id);
    x(id) = r*sin(th(id));
    id = id + 1;
end
xT1 = x(id-1);
thT1 = th(id-1);

%%% Velocita' costante
while t(id)<=(T-T3)
    a(id) = 0;
    w(id) = Wmax;
    th(id) = thT1+Wmax*(t(id)-T1);
    x(id) = r*sin(th(id));
    id = id + 1;
end
xT2 = x(id-1);
thT2 = th(id-1);

%%% Rampa discesa
while t(id)<T
    a(id) = -D;
    w(id) = Wmax+(-D)*(t(id)-T1-T2);
    th(id) = thT2 + Wmax*(t(id)-T1-T2) + 0.5*(-D)*(t(id)-T1-T2)^2;
    x(id) = r*sin(th(id));
    id = id + 1;
end

w(id) = 0;
a(id) = 0;
x(id) = 0;
th(id) = 0;

save('curva_omega.mat', 't','th','w','a','x','r');
```

```
% Script per la verifica grafica e matematica del motoriduttore BLDC scelto

load('curva_omega.mat');
load('tpf_curves.mat');

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
```

```

Un = 12;           % Nominal Voltage [V]
n0 = 8030;        % No-Load Speed [rpm]
I0 = 0.584;       % No-Load Current [A]
Ts = 0.466;       % Stall Torque [Nm]
In = 6.88;        % Nominal Current [A]
Tn = 0.0897;     % Nominal Torque [Nm]

R = 0.36;         % Terminal Resistance [ohm]
L = 0.0464*10^-3; % Terminal Inductance [H]
kT = 0.014;      % Torque Constant [Nm/A]
kw = 682;        % Speed constant [rpm/V]
stg = 0.0176;    % Speed Torque Gradient [rpm/Nm]
Jr = 51.2*10^-7; % Rotor Inertia [kgm^2]

rr = 230;        % Gearhead reduction ratio
eta = 0.64;      % Gearhead efficiency
Jg = 9.1*10^-7;  % Gearhead inertia [kgm^2]

Jtot = Jr + Jg;   % Total inertia [kgm^2]
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
Tamb = 50+273;    % Temperatura Ambiente [C]

Rth1 = 0.542;     % Resistenza termica rotore-statore [K/W]
Rth2 = 4.63;     % Resistenza termica statore-ambiente [K/W]
Rth = Rth1+Rth2; % Resistenza termica complessiva del motore [K/W]

alfaCu = 0.0039; % Coefficiente di resistenza Rame [1/K]
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

wmot = (w*rr)*(30/pi); % Velocita' richiesta al motore [rpm]
amot = a*rr;          % Accelerazione richiesta al motore [rad/s^2]
Tmot = ((Treq/rr)/eta)+(a*Jtot); % Coppia richiesta al motore [Nm]
Pmot = Preq/eta;      % Potenza richiesta al motore [W]

Ireq = Tmot/kT;
Uavail = Un - wmot/kw;
Ureq = R*Ireq;
Imax = max(Ireq);
Twin = (Tamb+Rth*(Imax^2)*R*(1-alfaCu*298))/(1-alfaCu*Rth*R*Imax^2) - 273;

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

Twin = ((Tamb+273)+Rth*(Imax^2)*R*(1-alfaCu*298))/(1-alfaCu*Rth*R*Imax^2) - 273;

Tcar = (Twin-Tamb)*(Rth2/Rth)+Tamb; % Temperatura carcassa
dT1 = Twin - Tcar;                % DeltaT winding-carcassa
dT2 = Tcar - Tamb;                % DeltaT carcassa-ambiente

t = 0:1:8500;
Tc = dT2*(1-exp(-t/tau2))+Tamb;
Tw = dT1*(1-exp(-t/tau1))+Tc;

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

```

BIBLIOGRAFIA

- [1] Paul Acarnley: *Stepping Motors - A Guide to Theory and Practice*, The Institution of Engineering and Technology, 2007.
- [2] Jan Braun: *Maxon Academy Formulae Handbook*, 2015.
- [3] Legnani, Tiboni, Adamini, Tosi: *Meccanica degli Azionamenti, Vol. 1 - Azionamenti elettrici*, Esculapio - Bologna, 2010.
- [4] Mauro Zigliotto: *Fondamenti di Macchine e Azionamenti Elettrici, Appunti del corso*, 2011.
- [5] Maxon Motor: *Maxon Motor Catalog*, 2015.
- [6] SAE International: *2015 Formula SAE Rules*, 2015.
- [7] Anaheim Automation: *23Y Series Datasheet*, 2015.
- [8] Applied Motion: *23VL050 Datasheet*, 2015.