

UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PADOVA
SCUOLA DI DOTTORATO DI RICERCA
IN INGEGNERIA INDUSTRIALE
INDIRIZZO MECCATRONICA E SISTEMI INDUSTRIALI



Finito di scrivere il giorno 24 gennaio 2010 utilizzando LyX



UNIVERSITÀ
DEGLI STUDI
DI PADOVA

Sede Amministrativa: Università degli Studi di Padova
Dipartimento di INNOVAZIONE MECCANICA E GESTIONALE

SCUOLA DI DOTTORATO DI RICERCA IN: INGEGNERIA INDUSTRIALE
INDIRIZZO: MECCATRONICA E SISTEMI INDUSTRIALI
CICLO: XXII

DISPOSITIVI OPTICI PER SISTEMI DI SOLLEVAMENTO INDUSTRIALI

Direttore della Scuola: Ch.mo Prof. Paolo Francesco Bariani

Coordinatore d'indirizzo: Ch.mo Prof. Alberto Trevisani

Supervisore: Ch.mo Prof. Aldo Rossi

Dottorando: Stefano Cenci

Indice

Sommario	VII
Introduzione	IX
1 I sistemi di sollevamento industriali	1
1.1 Storia	1
1.2 Il sollevatore telescopico	3
1.3 L'interfaccia di controllo	8
1.3.1 Joystick idraulico ed elettro-idraulico	11
1.3.2 Joystick elettronico	16
1.3.3 Joystick aptico	19
1.4 Problematiche relative alla stabilità	28
1.4.1 Soluzioni commerciali	34
1.5 Obiettivi del lavoro	41
2 Simulatore del sollevatore telescopico	43
2.1 Modello cinematico	43
2.1.1 Meccanismo di sollevamento	48
2.1.2 Meccanismo di estensione del braccio	49
2.2 Calcolo del baricentro e del centro di pressione	50
2.2.1 Caso statico	50
2.2.2 Caso dinamico	52
2.3 Stima del baricentro e del centro di pressione equivalente	52
2.3.1 Caso statico	53
2.3.2 Caso dinamico	60
3 Il joystick aptico	61
3.1 Struttura meccanica	63
3.2 Grado di libertà attivo	69
3.3 Grado di libertà passivo	71
3.3.1 Freno on/off	71
3.3.2 Freno proporzionale	79

3.4	Quadro elettrico	80
3.4.1	Alimentatori	80
3.4.2	Scheda di acquisizione	82
4	Controllo dell'asse passivo	91
4.1	Circuito di comando del freno elettromagnetico	91
4.1.1	Circuito di soppressione	94
4.1.2	Circuito di sovraeccitazione	100
4.2	Sistema di comando del freno proporzionale	108
4.2.1	Analisi cinematica e dinamica	108
4.2.2	Caratteristica freno oleodinamico	115
4.2.3	Simulazione	118
4.2.4	Struttura meccanica del prototipo	133
4.2.5	Elettronica di controllo	137
4.2.6	Schema di controllo implementato nel microcontrollore	155
5	Schemi di controllo Simulink	161
5.1	Layout del sistema di simulazione	161
5.1.1	Postazioni PC	162
5.2	Modello degli azionamenti del sollevatore	166
5.3	Calibrazione del joystick	167
5.4	Modello semplificato del sollevatore	173
5.5	Controllo della stabilità	178
5.5.1	Comando di sollevamento	178
5.5.2	Comando di estensione	183
5.6	Invio dati	193
6	Test sperimentali	195
6.1	Procedura di test	195
6.2	Elaborazione dei dati	199
	Conclusioni	209
	A Caratteristiche del sollevatore telescopico	211
	B Schema del quadro elettrico	215
	Bibliografia	219

Sommario

LINGUA ITALIANA

La sicurezza dell'operatore è un aspetto che riveste molta importanza nell'ambito delle macchine da cantiere. La pericolosità dell'ambiente di lavoro costringe l'operatore a valutare svariati fattori allo stesso tempo, inoltre per operare i macchinari in sicurezza è in genere richiesto un lungo periodo di apprendimento e molta concentrazione. Infatti, in questo settore, l'interazione uomo macchina è molto limitata. Allo scopo di migliorare l'interazione e aumentare la sicurezza è stato sviluppato un sistema di controllo della stabilità che fa uso di un modello semplificato della macchina e di un joystick a due gradi di libertà capace di restituire sensazioni di forza. Questo joystick fa uso di un attuatore passivo e di uno attivo. In generale gli attuatori attivi (come i motori) sono caratterizzati dalla capacità di generare stimoli ben controllabili, ma hanno un ridotto rapporto peso/potenza, sono costosi e possono essere fonte di pericolo nei confronti dell'operatore. Gli attuatori passivi (come i freni) possono invece generare coppie maggiori, sono meno costosi e sono sicuri in quanto non possono introdurre energia nel sistema ma solo dissiparla; questa caratteristica costituisce però una limitazione alle sensazioni che possono essere restituite all'operatore. Per superare questo limite è stato applicato un elemento elastico in serie al freno.

Nella prima parte di questo lavoro viene introdotto il sistema di controllo della stabilità e viene illustrato lo schema costruttivo del joystick aptico. Nella seconda parte sono descritti tre diversi schemi di controllo sviluppati per comandare in sicurezza un sistema di sollevamento industriale. Nella parte finale sono presentati i primi risultati sperimentali effettuati per comparare i vari schemi di controllo che sono stati sviluppati. In questo lavoro è inserito inoltre il progetto di due sistemi che sono stati realizzati per comandare un freno elettromagnetico e un freno idraulico proporzionale che possono essere usati in futuri test come attuatori passivi per il joystick .

LINGUA INGLESE

The operator's safety is a very crucial issue in heavy duty machines. The dangerousness of the working environment forces the operator to consider several parameters at the same time, and a large amount of practice and concentration are usually required to operate the machine safely. In fact, man-machine interaction is often very poor in these kind of machines. With the aim of improving this interaction and enhancing safety a stability control system based on a simplified model of the machine and on a 2-degrees-of-freedom force-feedback joystick is proposed. The joystick combines the use of a passive and an active actuator. Active drives (like motors) can generate high-fidelity sensations but, in general, they have a poor torque/size ratio, they are expensive and can become dangerous for the operator. On the other hand, passive devices (like brakes) can generate higher torques, are cheaper and safer, however they cannot provide energy to the system but only dissipate it; this feature however reduces the range of sensations that can be rendered to the operator. To partially overcome this limitation an elastic element is placed in series with the brake.

In the first part of this work the stability control system is introduced and the design of the haptic joystick is presented. The second part describes three different control schemes developed to safely control an industrial lifting machine with this joystick. First experimental data regarding the comparison of the developed control systems are finally illustrated. This work includes also the design of two devices designed to control an electromagnetic brake or an hydraulic-proportional-brake for future use as passive actuators in the joystick.

Introduzione

L'attività di ricerca oggetto del presente lavoro è stata svolta nell'ambito del XXII ciclo della Scuola di Dottorato di Ricerca in Ingegneria Industriale indirizzo Meccatronica e Sistemi Industriali dell'Università degli Studi di Padova, presso il Dipartimento di Innovazione Meccanica e Gestionale (DIMEG). Il lavoro è parte integrante di un Progetto di Ricerca, cofinanziato dal Ministero dell'Istruzione, dell'Università e della Ricerca, dal titolo "SMS SIAMO - Sistemi Master Slave per la Sicurezza Attiva di Macchine Operatrici". L'obiettivo di tale Progetto di Ricerca Nazionale consiste nell'individuare, studiare e realizzare sistemi meccatronici in grado di aumentare il livello di sicurezza nell'interazione tra l'uomo e la macchina, rendendone anche più semplice ed intuitivo l'utilizzo. Il raggiungimento di tale risultato, frutto del lavoro congiunto di tre Unità afferenti a tre diverse Università (Padova, Udine e Trieste), è ottenuto tramite lo sviluppo di:

- innovativi dispositivi di comando sia attivi che passivi
- strategie di controllo capaci di filtrare, incrementare e migliorare le informazioni che il modulo di comando (master) e la macchina operatrice (slave) si scambiano
- sistemi di supervisione capaci di intervenire sia a livello master che a livello slave nella gestione di situazioni di pericolo imminente.

L'attività di ricerca descritta nella presente tesi di dottorato riguarda lo sviluppo, la realizzazione e la validazione sperimentale del master aptico con cui l'operatore interagisce per guidare i movimenti dello slave. A tale scopo è stata quindi creata una postazione di lavoro comprendente sia il modulo di comando governato dall'utente, sia un simulatore della macchina operatrice di interesse. L'implementazione del simulatore è stata realizzata in lavori precedenti [1, 2], ai quali si deve inoltre lo sviluppo di un modello semplificato della macchina che consente di ottenere una stima della vicinanza ad eventuali condizioni di instabilità tramite algoritmi semplificati operanti su un numero limitato di variabili da monitorare

durante il funzionamento della macchina. Sfruttando questo modello semplificato sono stati realizzati degli schemi di controllo real-time del sistema master-slave che consentono sia di evitare l'insorgere di fenomeni di instabilità della macchina, sia di inviare dei feedback (di forza e di posizione) all'operatore sullo stato del sistema. Il sistema master consente di integrare sia azionamenti attivi che passivi, sono stati quindi inoltre sviluppati i relativi sistemi di comando rivolti a massimizzare le performance in relazione all'interazione con l'utente. A conclusione sono presentati i primi test sperimentali realizzati sul sistema nel suo complesso.

Capitolo 1

I sistemi di sollevamento industriali

1.1 Storia

La necessità di disporre di macchine che agevolassero il lavoro nelle costruzioni è comparsa quando si sono formate le prime società complesse, caratterizzate dalla concentrazione demografica in grandi nuclei urbani e da una struttura sociale gerarchica.

Nel mondo Romano le macchine da cantiere erano costruite prevalentemente in legno ed erano mosse da energia muscolare, umana o animale. Funzionavano grazie all'azione concatenata di elementi per la trasmissione dell'energia: argani, carrucole e pulegge.

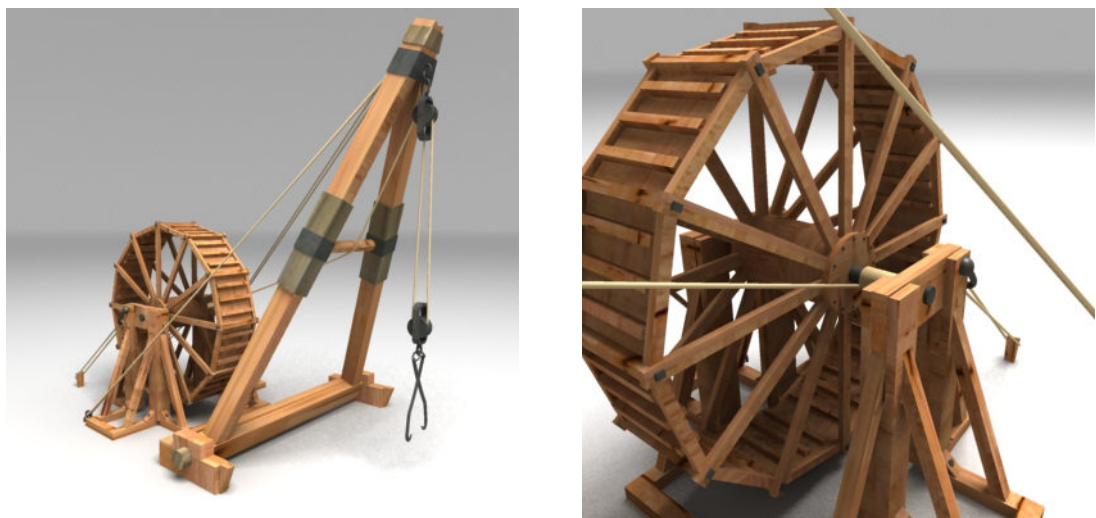
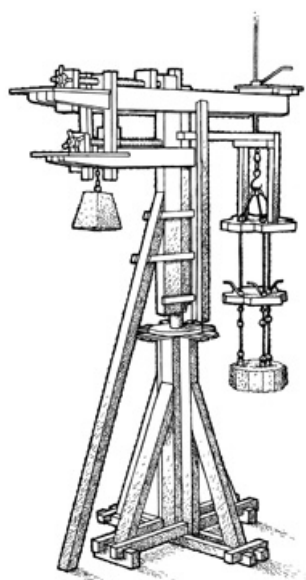
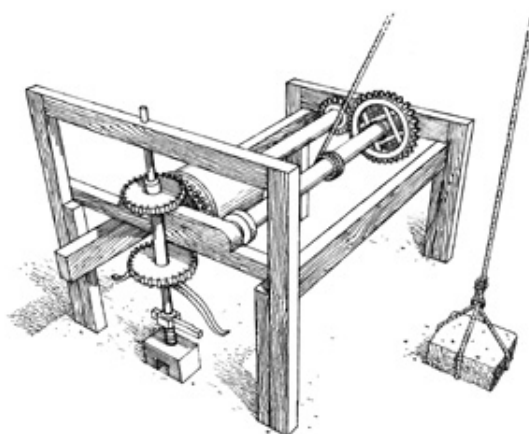


Figura 1.1: Ricostruzione tridimensionale di una gru calcatoria usata dagli antichi romani.



(a) Gru girevole.



(b) Argano a 3 velocità inventato da Brunelleschi.

Figura 1.2: Sistemi per il sollevamento di carichi sviluppati in Italia nel corso del Rinascimento.

Una delle macchine più grande e potenti che avevano a disposizione per sollevare e movimentare grossi pesi era la gru calcatoria, rappresentata in figura 1.1. Questa macchina era costituita da una grande gabbia in legno, di forma cilindrica, la cui rotazione imposta da una serie di più uomini che camminavano al suo interno, permetteva l'avvolgimento attorno ad un asse delle corde che consentivano di sollevare con precisione il carico fino all'altezza stabilita. Inclinando quindi poi la struttura di supporto era possibile portare il carico in corrispondenza del punto in cui doveva essere depositato. Successivamente la rotazione della gabbia in legno poteva essere invertita dagli uomini al suo interno, in modo da calare il carico per metterlo in sede.

Nell'evoluzione delle macchine da cantiere il Rinascimento rappresenta una tappa importante, in questo periodo sono state infatti disegnate una serie di macchine di notevole complessità per sollevare e posizionare colonne, obelischi e torri (la figura 1.2 riporta alcuni esempi di tali macchinari). Il grande contributo di Leonardo Da Vinci nel campo della meccanica attraverso gli studi sulle carrucole e sulla gru girevole, costituì un momento fondamentale nella ricerca di nuove tecnologie e nuove applicazioni.

Un grande salto fu realizzato alla fine del Settecento con la rivoluzione industriale e con le trasformazioni sociali, economiche e ambientali che ne seguirono.

L'utilizzo del combustibile minerale (carbon coke) e soprattutto l'invenzione della macchina a vapore, imposero ritmi di crescita frenetici ed elevati. La popolazione europea passò dai 140 milioni dei 1750 ai 266 milioni dei 1850. Una vasta espansione urbanistica trasformò quindi, in Europa come in America, vaste distese di campagna in agglomerati urbani. Il risultato fu che nell'Ottocento sorsero più edifici che in tutti i periodi precedenti, con una conseguente crescita esponenziale dei cantieri sorti in quel periodo.

1.2 Il sollevatore telescopico

Nei moderni cantieri esiste una pluralità di sistemi utilizzabili per la movimentazione di carichi all'interno della zona di lavoro: gru a traliccio, autogru, carrelli elevatori e sollevatori telescopici; in particolare in questo lavoro di tesi si analizzerà più in dettaglio il sollevatore telescopico. Questa tipologia di macchina (mostrata ad esempio in figura 1.3) è caratterizzata dall'avere un braccio costituito da più sfilì che scorrono l'uno all'interno dell'altro, la cui inclinazione può essere variata agendo su un attuatore idraulico detto di sollevamento.



Figura 1.3: Esempio di sollevatore telescopico frontale.

La traslazione di uno sfilo rispetto al precedente è garantita da un attuatore idraulico, detto di estensione, interno al braccio e collegato ad un'estremità al braccio di base (ossia allo scatolato di acciaio esterno, incernierato al telaio della macchina e al cui interno sono alloggiati i vari sfili) e all'altra estremità al primo sfilo. Il moto degli sfili successivi è realizzato tramite catene, dette di estensione o di ritrazione a seconda del verso del moto stesso. L'inclinazione dell'attrezzatura collegata alla fine del braccio è regolata da un ulteriore attuatore idraulico posto all'estremità superiore dell'ultimo sfilo. Tale attuatore, detto di compensazione, permette di mantenere, in modo automatico, l'inclinazione dell'attrezzatura costante (rispetto all'asse longitudinale della macchina) durante la variazione dell'angolo di inclinazione del braccio per evitare la caduta del carico dall'attrezzatura stessa. L'operatore conserva in ogni caso la libertà di variare a piacimento e in modo simultaneo l'inclinazione e l'estensione del braccio e l'inclinazione dell'attrezzatura.

Grazie alla disponibilità di molteplici attrezzature (alcune sono presentate in figura 1.4) il sollevatore telescopico risulta essere una macchina molto versatile. e quindi adatta ad impieghi diversi. Può infatti svolgere lavori di movimentazione di materiale pallettizzato, di sollevamento di persone ed attrezzature, di montaggio di pannelli e vetrate, di miscelazione e getto del calcestruzzo, di movimentazione in galleria. I campi di impiego variano quindi dell'edilizia, al restauro, alle costruzioni, alla manutenzione dei ponti, alle cave, alle miniere, al trattamento dei rifiuti.

Diverse case produttrici (come Merlo [4], Komatsu [5], Liebherr [3], Bobcat [6], JLG [7] e Manitou [8]) offrono sul mercato una tipologia di sollevatore telescopico detto frontale (vedi figura 1.5) in quanto il piano su cui lavora il braccio, una volta posizionata la macchina, rimane fisso. Ci sono modelli appartenenti a questa categoria che sono privi di stabilizzatori in quanto hanno un braccio, costituito da due soli sfili, che consente di raggiungere un'altezza di sollevamento limitata di circa 9 metri, con una capacità di carico di circa 3,5 tonnellate. All'aumentare delle prestazioni si hanno modelli che presentano due stabilizzatori anteriori in modo da avere un poligono di appoggio più grande che garantisce quindi una maggiore stabilità. Come si può vedere in figura 1.6, Merlo propone alcuni modelli in cui la parte superiore del telaio e quindi il braccio telescopico ad essa collegata, possono essere traslati lateralmente rispetto all'asse longitudinale della macchina, senza bisogno di riposizionarla.

Un'altra tipologia di sollevatore telescopico, proposta da produttori come Manitou [8] e Merlo [4], è quella con torretta girevole (vedi figura 1.7), che può ruo-



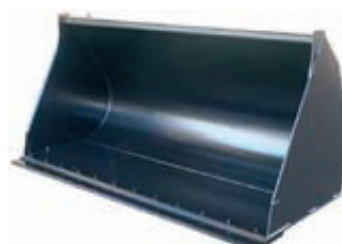
(a) Verricello.



(b) Prolunga del braccio.



(c) Portaforche.



(d) Benna.



(e) Piattaforma aerea.

Figura 1.4: Panoramica di attrezzature disponibili per i sollevatori telescopici Liebherr [3].



Figura 1.5: Sollevatore telescopico frontale Merlo modello P 32.6 L.

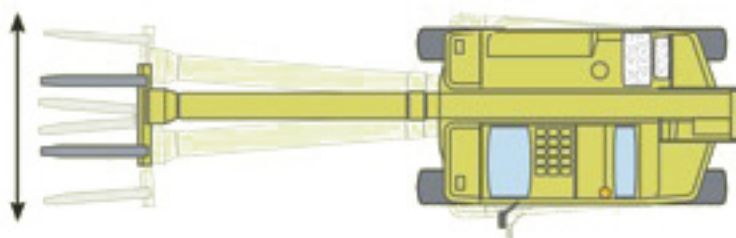


Figura 1.6: Movimento di oscillazione laterale del telaio superiore, e quindi anche del braccio telescopico, permessa dal modello Panoramic 72.10 Telehandler prodotto da Merlo (il movimento laterale ottenibile con questo sistema è pari a $\pm 250\text{ mm}$).



Figura 1.7: Sollevatore telescopico con torretta girevole Merlo modello ROTO 40.25 MCSS.

tare di 360° così da permettere all'operatore di raggiungere qualunque punto di lavoro intorno alla macchina. La cabina è studiata in modo da garantire la massima visuale all'operatore tanto da essere, in alcuni casi, inclinabile verso l'alto, come nell'esempio di figura 1.8. Per poter garantire una stabilità uniforme durante la rotazione della torretta, viene creata una base di appoggio con l'utilizzo di quattro stabilizzatori telescopici a forbice. Le diverse configurazioni di lavoro consentite, grazie agli stabilizzatori completamente sfilati o in posizione intermedia, permettono di lavorare anche in spazi ristretti.

Questi modelli di sollevatore possono essere definiti come l'evoluzione di due tipologie di macchine già esistenti: il sollevatore telescopico frontale e la gru mobile. Questa unione permette di superare le rispettive limitazioni d'impiego, i sollevatori con torretta girevole offrono infatti un'elevata manovrabilità, sono polivalenti e grazie al loro braccio telescopico porta-attrezzi consentono un loro largo impiego nel lavoro in cantiere. Questi modelli hanno capacità di carico fino a circa 5 tonnellate ed hanno altezze di sollevamento che permettono di superare i 30 metri.

La quasi totalità dei modelli di sollevatore telescopico dispone di quattro ruote motrici e di tre modalità di sterzata (vedi figura 1.9). Il modo di sterzata viene selezionato in funzione del tipo di terreno e del tipo di lavoro da eseguire. Durante



Figura 1.8: Esempio di cabina inclinabile (da 0° a $+18^\circ$) fornita dal sollevatore telescopico ROTO 40.25 MCSS prodotto da Merlo per migliorare la visibilità dell'area di lavoro durante l'esecuzione di manovre ad altezza elevata.

la circolazione stradale è obbligatorio usare la tipologia a due ruote, che consente di sterzare variando l'angolo di sterzata delle sole ruote anteriori, mentre rimane nullo quello delle posteriori. La tipologia a quattro ruote sterzanti in discordanza di fase, detta anche sterzata in tondo, permette di compiere delle curve di raggio minore rispetto al caso precedente, in quanto l'angolo di sterzata delle ruote posteriori risulta essere uguale a quello delle ruote anteriori, ma di segno opposto. Infine si ha la tipologia a quattro ruote sterzanti in concordanza di fase, detta anche sterzata a granchio, che permette di compiere traslazioni laterali, in quanto l'angolo di sterzata delle ruote anteriori risulta essere uguale a quello delle ruote posteriori.

1.3 L'interfaccia di controllo

I movimenti della macchina vengono comandati dall'operatore che siede nella cabina di comando, da dove ha la possibilità di governare sia le funzioni di movimentazione del veicolo sia i movimenti del braccio telescopico. In figura 1.10 è visibile una tipica cabina di comando di un sollevatore telescopico frontale. Il volante e la pedaliera (con il pedale di freno e l'acceleratore) consentono di guidare gli spostamenti del sollevatore all'interno del cantiere o della zona di lavoro, mentre la leva posizionata a lato dello sterzo consente all'operatore di effettuare il cambio di senso di marcia. La movimentazione del braccio telescopico avviene agendo sulla leva del joystick posta sulla destra dell'operatore; l'inclinazione della leva di comando aziona i due movimenti a doppio effetto di sollevamento del carico e di inclinazione delle forche, gli interruttori a scorrimento presenti sulla sommità del joystick invece consentono di regolare l'estensione del braccio e di comandare un eventuale organo ausiliario installato sulla macchina.

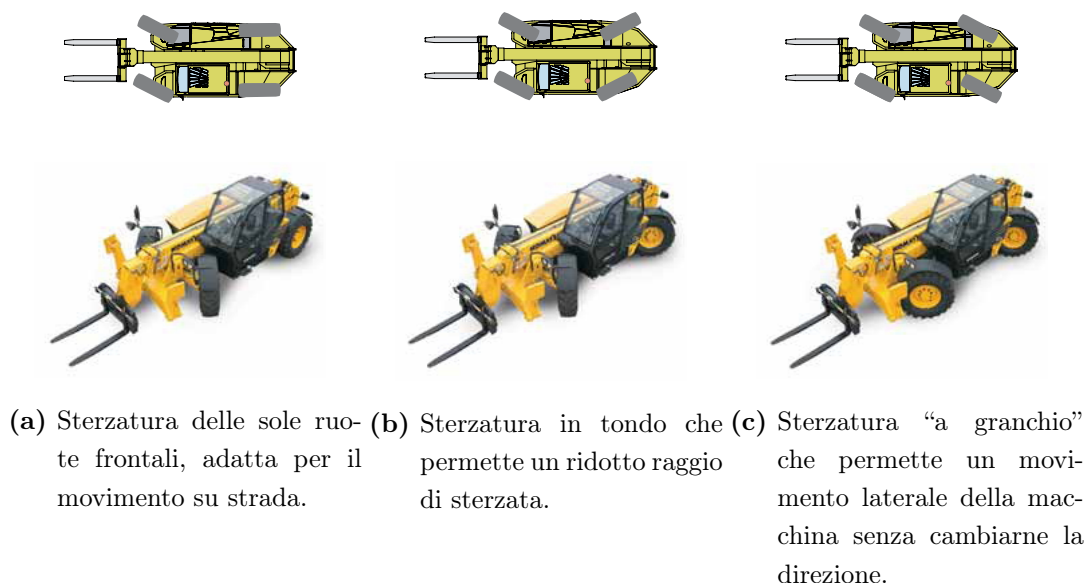


Figura 1.9: Panoramica delle diverse modalità di sterzata fornite dal sollevatore telescopico WH714H prodotto da Komatsu.

Nelle macchine operatrici azionate da un circuito idraulico, come i sollevatori telescopici, lo schema di controllo maggiormente utilizzato prevede che l'operatore agendo sul joystick vada a comandare direttamente la velocità di movimento degli attuatori idraulici [9]. Per avere effettivamente delle velocità di movimento indipendenti dal peso caricato alcune macchine montano dei sistemi di controllo del motore che adeguano il regime di giri in funzione delle condizioni di carico (come ad esempio il sistema di comando della pompa dell'olio denominato Load-Sensing fornito da Merlo [10]).

Mentre il volante e la pedaliera sono organi standard, simili per tutti i macchinari operanti nel settore dell'edilizia o del movimento terra, per quanto riguarda il joystick esistono varie configurazioni disponibili, classificate in base al modo in cui il comando imposto dall'operatore viene trasmesso agli attuatori o al tipo di interazione con l'operatore stesso. In generale maggiore è l'inclinazione della leva, maggiore è la risposta dell'attuatore in termini di velocità (o di forza esercitata sul carico), esistono però diversi approcci possibili per interfacciare i movimenti del joystick con le valvole idrauliche.

La soluzione più semplice, dal punto di vista teorico, è quella di collegare direttamente la leva del joystick con i comandi delle valvole. Questa configurazione richiede però di collegare direttamente il comando con i componenti dell'impianto idraulico principale, che non sempre si trovano nelle vicinanze della cabina



Figura 1.10: Cabina di comando del sollevatore telescopico T2250 prodotto da Bobcat.

di pilotaggio, rendendo quindi necessario la realizzazione di leverismi complessi che possono comportare giochi o necessità di applicare forze di comando troppo elevate.

La soluzione più utilizzata a livello pratico è però quella di usare nell'impianto idraulico principale delle valvole comandate da un secondo impianto a bassa pressione, in cui sono inserite le valvole attuate direttamente dai movimenti della leva del joystick. Con questa soluzione è possibile sfruttare il circuito a bassa pressione per posizionare le valvole di comando vicino al joystick (o addirittura all'interno del joystick stesso) semplificando quindi le soluzioni costruttive e consentendo all'operatore di comandare il sistema usando forze contenute. Questa soluzione richiede comunque l'installazione di un circuito idraulico anche vicino alla postazione dell'operatore, quindi con problemi di potenziali perdite, calore generato dal fluido idraulico e necessità di gestire i percorsi di un numero maggiore di tubazioni.

Per superare gli svantaggi di questi joystick sono stati introdotti i joystick elettronici, che comandano le valvole del sistema idraulico principale tramite dei segnali elettronici. Con questa soluzione i cablaggi si semplificano rispetto al caso precedente e inoltre aumentano le possibilità di dislocazione tra joystick di comando e circuito idraulico. L'utilizzo di segnali elettronici consente inoltre di definire delle curve di risposta tra movimenti del joystick e risposta degli attuatori (in termine di portata d'olio o pressione) che possono essere descritte da qualsiasi

legge, inoltre consentono di incorporare dei sistemi di controllo e supervisione della stabilità della macchina. Lo svantaggio principale di una soluzione di questo tipo deriva dal costo in genere maggiore delle valvole elettroidrauliche rispetto a quelle meccaniche o comandate da un secondo circuito pilota. Il costo delle diverse tipologie di joystick è invece simile.

1.3.1 Joystick idraulico ed elettro-idraulico

Questi joystick forniscono un comando proporzionale agli attuatori idraulici agendo direttamente sulle servovalvole di comando, oppure sfruttando un secondo circuito idraulico pilota, comandato dall'operatore.

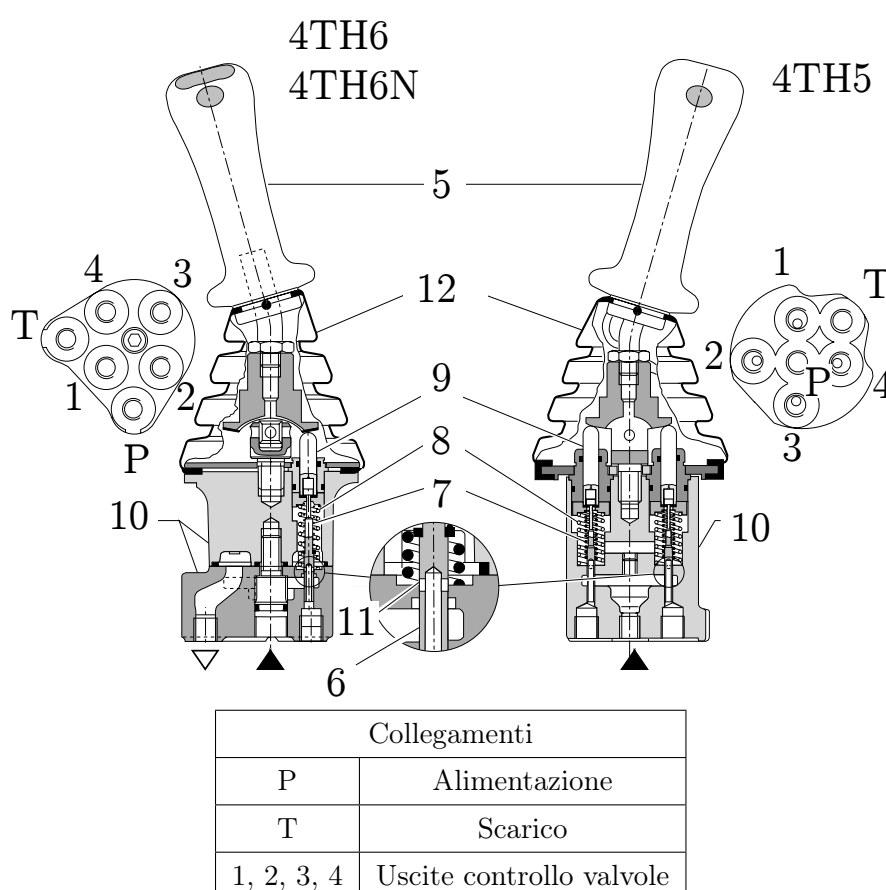


Figura 1.11: A sinistra uno spaccato del joystick elettro-idraulico tipo 4TH6, 4TH6N, e a destra del tipo 4TH5 (questo modello è più piccolo e leggero rispetto agli altri due, quindi è più adatto all'utilizzo in sistemi compatti) della serie 1X della Rexroth.

Facendo riferimento ai modelli forniti da Bosch Rexroth [11] si possono distinguere due linee di prodotti, la serie 1X (che raggruppa i modelli 4TH6, 4TH6N, 4TH5) e la serie 2X (che raggruppa i modelli 4THF6, 5THF6), entrambe adatte a comandare un circuito idraulico pilota e non direttamente il circuito idraulico principale del macchinario. La differenza tra queste due linee di joystick risiede nel fatto che i modelli della serie 2X sono muniti di un sistema di bloccaggio elettro-magnetico che permette di bloccare la leva in una delle posizioni estreme, mentre il principio di funzionamento resta per entrambi lo stesso.

I prodotti della serie 1X, di cui la figura 1.11 mostra una vista schematica, sono costituiti dalla leva di controllo (5), da quattro valvole regolazione della pressione del circuito pilota e dall'alloggiamento (10). Ciascuna valvola di variazione della pressione comprende una spoletta di comando (6), una molla di controllo (7), una molla di ritorno (8) e un nucleo mobile (9). Quando non è applicata nessuna forza alla leva, questa è tenuta in posizione verticale dalle quattro molle di ritorno (8), in questa situazione le quattro porte controllate (1,2,3,4) sono connesse al serbatoio di scarico (T) attraverso il passaggio (11). Quando viene inclinata la leva di controllo (5) il nucleo mobile (9) spinge contro la molla di ritorno (8) e la molla di controllo (7). La molla di controllo (7) inizialmente muove la spoletta di comando (6) verso il basso chiudendo la connessione tra la relativa porta e il serbatoio di scarico (T). Allo stesso tempo il movimento della spoletta di comando (6) apre la connessione della porta con l'alimentazione P attraverso il passaggio (11). La fase di regolazione della pressione nel circuito pilota inizia non appena la spoletta di comando (6) ha trovato il suo equilibrio tra la forza che imprime la molla di controllo (7) e la forza che risulta dalla pressione idraulica presente nella porta (1,2,3,4) rispetto alla quale si esegue la regolazione. Attraverso l'interazione tra la spoletta di comando (6) e la molla di controllo (7) la pressione in una delle porte risulta quindi essere proporzionale allo spostamento del nucleo mobile (9) e quindi all'inclinazione della leva di controllo (5). La protezione di gomma (12) serve per evitare l'ingresso di corpi estranei all'interno del sistema. Sulla leva possono inoltre essere presenti degli switch elettrici utilizzati per agire su vari sottosistemi della macchina senza dover togliere la mano dal joystick. In figura 1.12 si può vedere lo schema idraulico equivalente di un joystick della serie 1X, mentre in figura 1.13 è mostrata la relazione caratteristica tra la pressione imposta al circuito idraulico pilota collegato al joystick e il corrispondente angolo di inclinazione della leva.

Per quanto riguarda la serie 2X, rispetto a quanto descritto per la serie 1X, si ha che, facendo riferimento alla figura 1.14, in corrispondenza di ciascuna porta di

controllo (1,2,3,4) per cui è necessario poter bloccare la leva in una delle posizioni estreme, è presente un blocco di posizione elettro-magnetico.

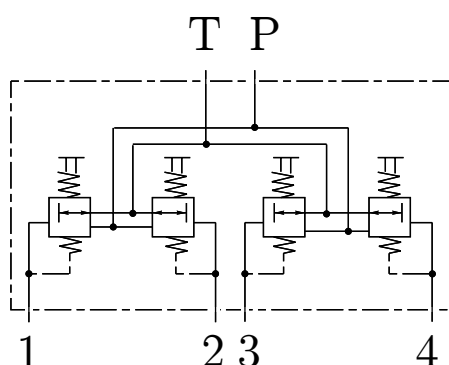


Figura 1.12: Schema idraulico equivalente dei joystick elettro-idraulici serie 1X prodotti da Bosch Rexroth.

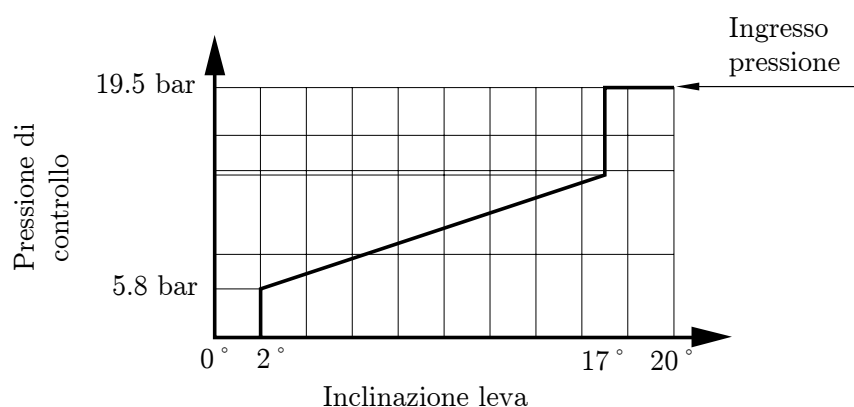


Figura 1.13: Relazione caratteristica tra la pressione di regolazione e il corrispondente angolo di inclinazione della leva per i joystick elettro-idraulici serie 1X prodotti da Bosch Rexroth.

In questa tipologia di joystick, rispetto a quanto visto per la serie 1X, è presente una molla aggiuntiva (7) posizionata sotto una piattello supplementare (12) che consente di far percepire all'operatore quando il nucleo mobile (5) e quindi la leva di controllo (1) stanno per raggiungere la posizione finale. Questa condizione viene percepita dall'operatore come un aumento della forza che deve esercitare per inclinare la leva, in quanto in questa situazione deve vincere anche la reazione della molla (7). Al raggiungimento della condizione limite un anello (10) tocca l'armatura del solenoide (11); se questo è attivo la leva di controllo (1) viene mantenuta nella sua posizione finale dalla forza magnetica che questo esercita sull'anello (10). L'attivazione del solenoide è comandata dall'utente attraverso

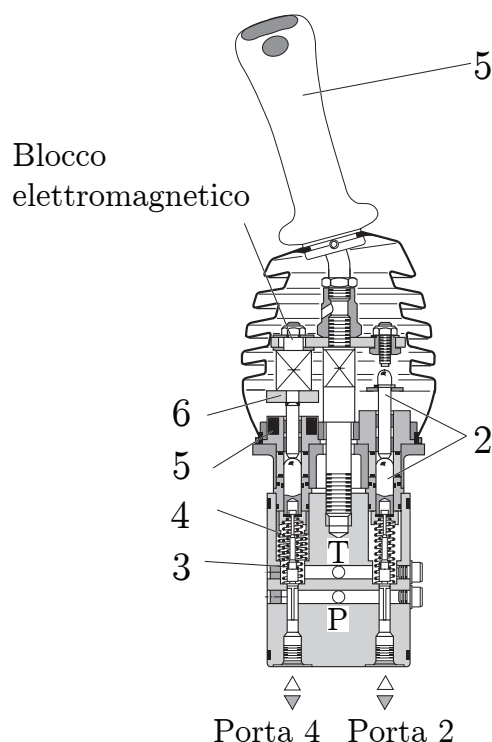


Figura 1.14: Spaccato del joystick elettro-idraulico tipo 4THF6 in cui la porta 4 è munita del sistema di blocco elettromeccanico, mentre la porta 2 è ad azionamento standard.

un interruttore esterno. È quindi poi sufficiente togliere l'alimentazione al solenoide per disattivare il blocco della leva. I modelli tipo 4THF6 e i modelli tipo 6THF6 hanno lo stesso sistema di funzionamento, però i secondi sono equipaggiati con una quinta porta di controllo, utilizzabile per comandare un ulteriore organo ausiliario

In figura 1.15 si può vedere lo schema idraulico equivalente di un joystick della serie 2X, mentre la relazione caratteristica tra la pressione imposta al circuito idraulico pilota collegato al joystick e il corrispondente angolo di inclinazione della leva è equivalente a quella di figura 1.13.

La figura 1.16 mostra un circuito di esempio in cui si può vedere come un joystick elettro-idraulico può essere impiegato per comandare i movimenti della benna e del braccio di un escavatore.

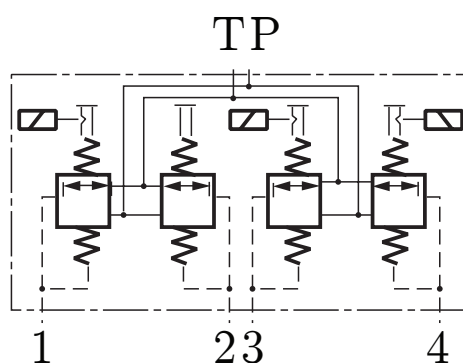


Figura 1.15: Schema idraulico equivalente di un joystick elettro-idraulico modello 4THF6 con 3 agganci elettromeccanici (sulle porte 1, 3 e 4).

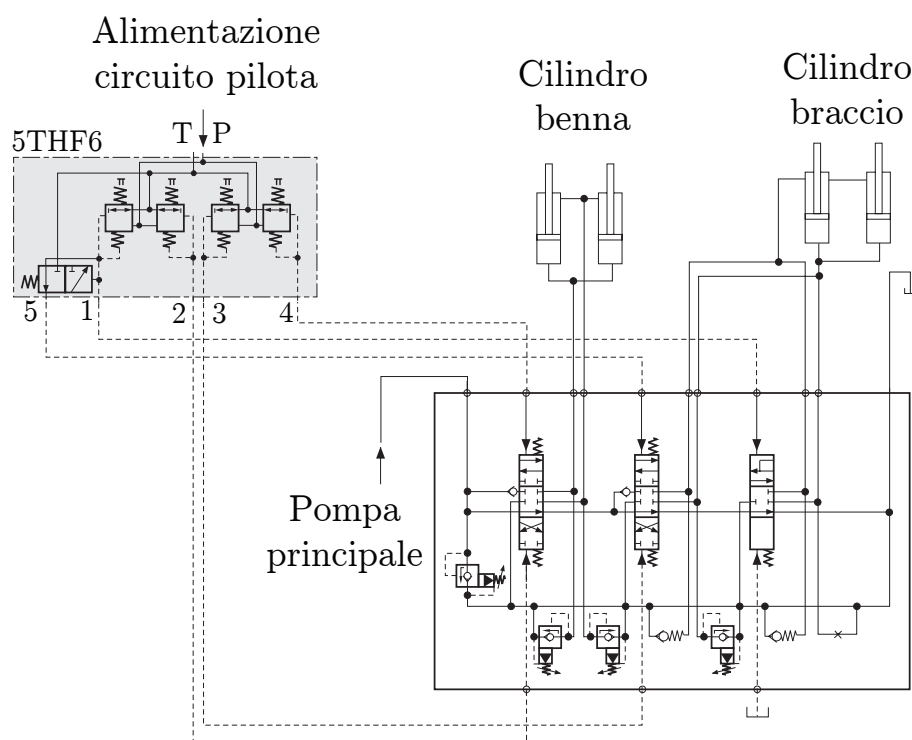


Figura 1.16: Schema di comando della benna e del braccio di un escavatore che utilizza il joystick modello 5THF6 prodotto da Bosch Rexroth.

1.3.2 Joystick elettronico

La funzionalità base del joystick è quella di trasformare i movimenti della leva in un'informazione elettrica che un'unità esterna possa elaborare per risalire al movimento che è stato imposto alla leva dall'operatore. Le varie tipologie di realizzazione differiscono in base al livello di informazioni che possono essere acquisite riguardo al movimento eseguito. Il modello più semplice di joystick è costituito da un'asta attaccata alla base con un giunto di gomma flessibile. Come si può vedere in figura 1.17, quando si muove l'asta, vengono attivati dei micro switch fissati alla base che convertono i movimenti effettuati in segnali elettrici. Quando l'unità esterna rileva un segnale su un particolare terminale riesce quindi a determinare quali switch sono stati "chiusi" e quindi riesce a risalire alla direzione del movimento che è stata imposta alla leva (i movimenti in direzione diagonale vengono riconosciuti in quanto sono premuti contemporaneamente due switch). Con questa soluzione costruttiva però si riescono a rilevare solo movimenti discreti in quanto questa tipologia di joystick non riesce a rilevare movimenti parziali o a distinguere tra un movimento rapido oppure uno lento, infatti solo quando il contatto è chiuso in uscita viene fornito un segnale, che è costante.

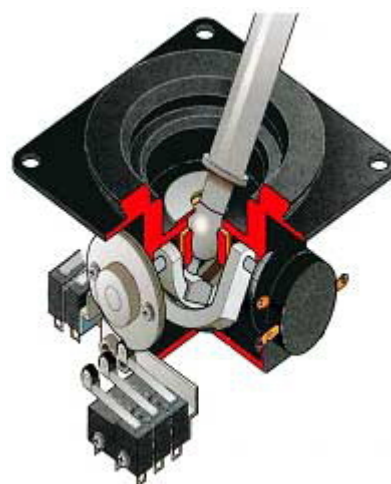


Figura 1.17: Vista interna di un joystick elettronico tipo "Atari", uno dei primi controlli impiegati per il controllo dei videogiochi.

Per superare questa limitazione è nata la necessità di generare in uscita un segnale continuo proporzionale all'effettivo spostamento dell'asta. Per assolvere a questa funzione sono stati quindi realizzati dei joystick analogici, nei quali i movimenti sono stati suddivisi lungo gli assi X (movimenti da sinistra a destra)



(a) Vista della leva del joystick.



(b) Struttura interna del joystick

Figura 1.18: Esempio di joystick analogico industriale serie 891 prodotto da P3 America. La figura 1.18b mostra la struttura interna del joystick, in cui si possono notare i due semiarchi scanalati, entro cui scorre la leva, a cui sono collegati i due potenziometri necessari per riconoscere i movimenti lungo l'asse X e l'asse Y (su un asse sono visibili anche 3 microinterruttori che possono essere utilizzati per riconoscere se la leva del joystick si trova in posizione centrale, oppure il verso di movimento).

e Y (movimenti avanti e indietro) in modo che il punto xy così individuato possa determinare esattamente la posizione dell'asta. Nella forma realizzativa più semplice, mostrata in figura 1.18b, la leva tramite delle guide semicircolari, mette in rotazione due potenziometri rotativi, che permettono di convertire la posizione della leva in un segnale elettrico utilizzabile per risalire alla posizione della leva. Il ritorno nella posizione verticale è assicurato dall'azione di alcune molle fissate tra la leva e la struttura di base. Allo scopo di limitare i disturbi sul segnale analogico prodotto dai potenziometri e al contempo evitare le operazioni di campionamento e acquisizione sono stati introdotti i joystick digitali. In questo caso le rotazioni della leva vengono acquisite tramite degli encoder incrementali, al posto dei potenziometri analogici descritti nella soluzione precedente.

Analizzando il settore delle macchine movimento terra, si può constatare che lo sviluppo dell'elettronica e dell'automazione ha fatto sì che le aziende produttrici di joystick per queste macchine si spostassero dai modelli elettro-idraulici a quelli completamente elettronici. Prendendo come esempio i modelli forniti da Bosch

Rexroth [11], i joystick elettronici si differenziano principalmente per la tipologia di segnale in uscita che riescono a fornire; ad esempio il modello 4THES5 genera in uscita una tensione analogica, il modello THEC5 genera un frame per bus CAN ¹ mentre il modello THE5 fornisce una tensione modulata PWM che può quindi comandare direttamente e in modo proporzionale i solenoidi delle valvole di riduzione della pressione dell'impianto idraulico della macchina. La struttura meccanica e il principio di funzionamento per i tre modelli sono simili. Facendo riferimento alla figura 1.19 si può vedere che un joystick elettronico è costituito dalla leva (1), da un corpo fisso (2) e dal corpo esterno (3) che contiene i sensori e l'elettronica di elaborazione del segnale. Quando non è applicata nessuna forza alla leva, questa è tenuta in posizione verticale attraverso le molle di ritorno (8). Quando la leva viene inclinata il nucleo mobile (5) spinge contro la molla di ritorno (8). Il movimento del nucleo mobile (5) comporta uno spostamento verticale in alto o in basso del magnete (7) ad esso collegato, in base all'azione esercitata sulla leva. Il valore del comando imposto da questo movimento, proporzionale all'azione esercitata sul joystick, viene acquisito dal sensore (4) e quindi inviato all'elettronica di controllo. Una copertura di gomma (6) protegge tutti i componenti meccanici dalla eventuale contaminazione generata dall'ambiente esterno.

Il joystick 4THES5 richiede un'alimentazione esterna $0 \div 5\text{ V}$ o $0 \div 10\text{ V}$ e fornisce un'uscita in tensione che varia tra il 20% e l'80% della tensione in ingresso, permettendo così di determinare eventuali cortocircuiti o rotture o mancanza di alimentazione se la tensione letta dal circuito di controllo esce da questi limiti. Il joystick THEC5 richiede la stessa alimentazione del modello 4THES5 e produce un'uscita in tensione compresa tra il 15% e l'85% della tensione in ingresso, che viene poi elaborata per fornire un frame che viaggia su bus CAN contenente l'informazione sull'inclinazione della leva. Per quanto riguarda invece il modello THE5, in uscita esso fornisce un segnale PWM il cui duty cycle è funzione dell'inclinazione della leva. La figura 1.20 riporta le curve caratteristiche ingresso-uscita di questi modelli di joystick.

¹Il CAN-bus, abbreviazione di Controller Area Network, è uno standard seriale per bus di campo introdotto negli anni ottanta dalla Robert Bosch GmbH, per collegare diverse unità di controllo elettronico (ECU). Il CAN è stato espressamente progettato per funzionare senza problemi anche in ambienti fortemente disturbati dalla presenza di onde elettromagnetiche e per questo è molto utilizzato sugli autoveicoli.

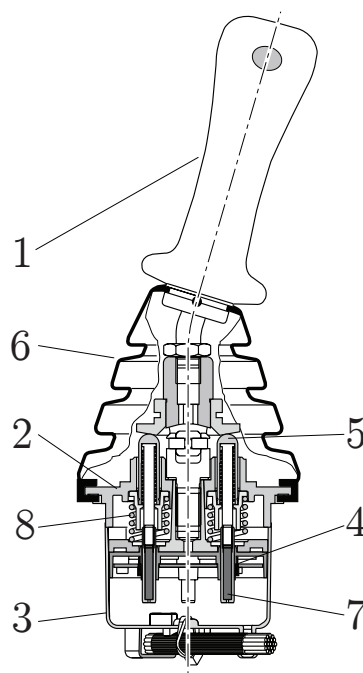
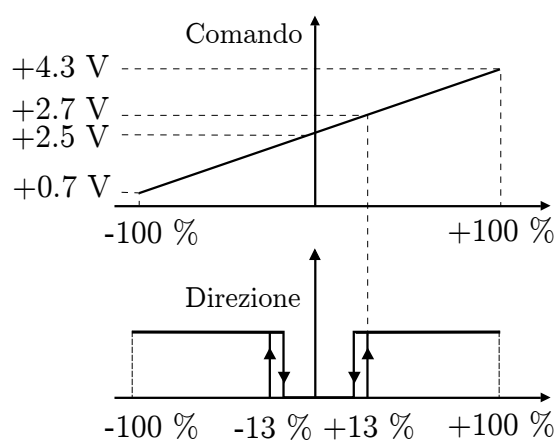


Figura 1.19: Spaccato funzionale del joystick elettronico 4THE5 prodotto da Bosch Rexroth.

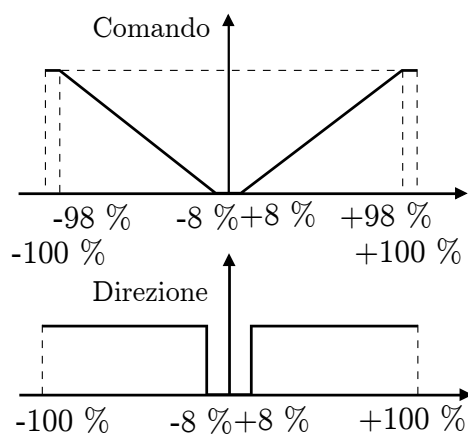
1.3.3 Joystick aptico

Sebbene nell'ambito industriale la quasi totalità dei sistemi di comando sia di tipo passivo, come quelli presentati nei paragrafi 1.3.1 e 1.3.2, esiste anche una tipologia di joystick che permette di trasmettere sensazioni di forza all'operatore mediante l'opposizione di un'impedenza meccanica per agevolare la corretta esecuzione di un determinato in tutte quelle applicazioni in cui la sola retroazione visiva non è sufficiente. I campi di utilizzo di questa tipologia di dispositivo sono in continuo aumento, infatti, oltre a quello ludico (come nei simulatori di volo), diverse applicazioni sono state realizzate ad esempio per il settore della medicina. L'utilizzo di robot che possono essere guidati direttamente dal chirurgo mediante joystick a ritorno di forza permette di operare con più precisione ed avere una sensazione tattile di ciò che si sta facendo, come se si stesse operando direttamente senza ausilio meccanico.

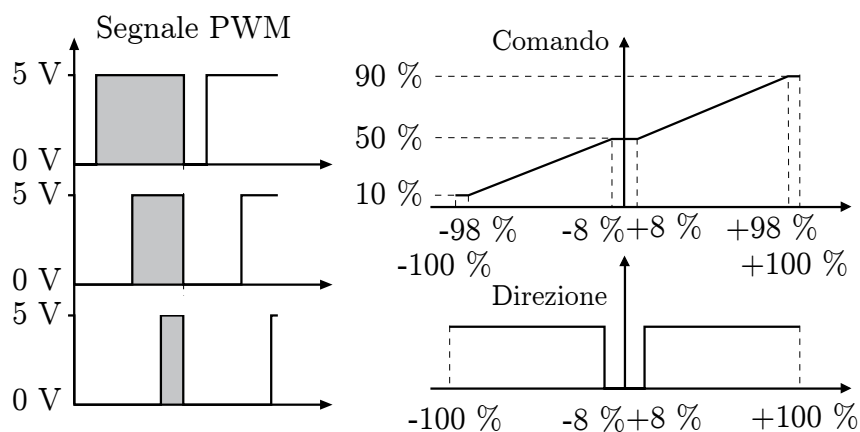
I joystick a retroazione di forza differiscono da quelli tradizionali principalmente per l'aggiunta di una serie di attuatori collegati alla leva. Questi attuatori sono comandati da un'unità di elaborazione centrale e possono essere sia di tipo attivo (ad esempio dei motori elettrici) che passivo (ad esempio dei freni elettromagnetici). La figura 1.21 riporta ad esempio lo schema funzionale di un joystick a 2 GDL, assistito da due motori collegati alla leva tramite una serie di ingranag-



(a) Joystick analogico modello 4THES5.



(b) Joystick con interfaccia CAN modello THE5C.



(c) Joystick con segnale di uscita PWM modello THE5.

Figura 1.20: Curve caratteristiche ingresso-uscita dei modelli di joystick analogici prodotti da Bosch Rexroth.

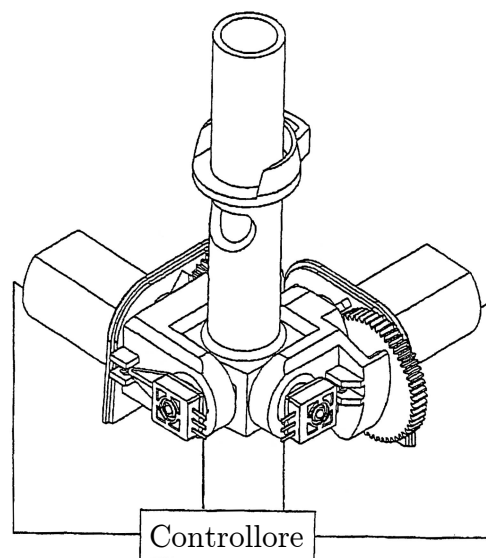


Figura 1.21: Schema costruttivo di un joystick aptico a 2 GDL mosso da motori in corrente continua [12].

gi, collegati a loro volta ad un giunto cardanico a cui è fissata l'asta di comando. La posizione della leva è determinata in base alla lettura di due potenziometri rotativi il cui albero è fissato direttamente agli assi del giunto cardanico, mentre la carcassa è vincolata tramite un accoppiamento sferico, in modo da limitare le forze trasmesse al potenziometro che ne comprometterebbero la durata (nelle soluzioni che richiedono maggiore affidabilità i potenziometri sono sostituiti da encoder ottici).

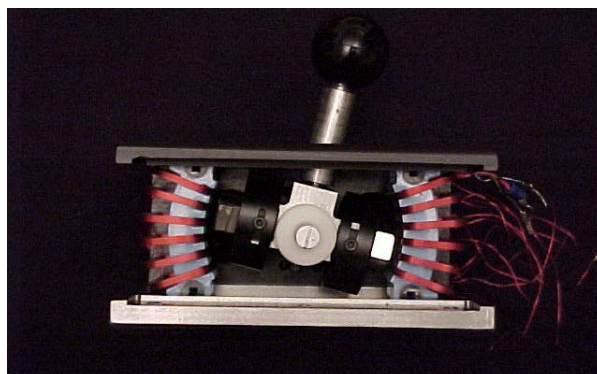
Maggiore è la rigidità del sistema, migliore è la risposta in termini di feedback fornito all'utente. Ciò comporta quindi che i componenti che formano il giunto cardanico debbano avere tolleranze dimensionali e di forma e caratteristiche di rigidità molto elevate. Mentre il costo di tali componenti può essere accettabile per certe applicazioni, come ad esempio nei simulatori di volo commerciali o militari, per molti altri campi invece tali requisiti non possono essere rispettati in quanto l'obiettivo primario è contenere i costi. Un altro problema che si riscontra con alcuni joystick a ritorno di forza è il meccanismo di trasmissione tra il motore e la leva. Siccome la riduzione dei costi è uno dei fattori predominanti nella progettazione dei prodotti destinati al mercato, molti dei componenti, incluse le ruote dentate, sono fatti in materiale plastico. Ciò quindi comporta la presenza di inevitabili giochi e una ridotta durata, che diventa inaccettabile per applicazioni destinate all'ambito industriale. Le soluzioni che infatti sono pensate per



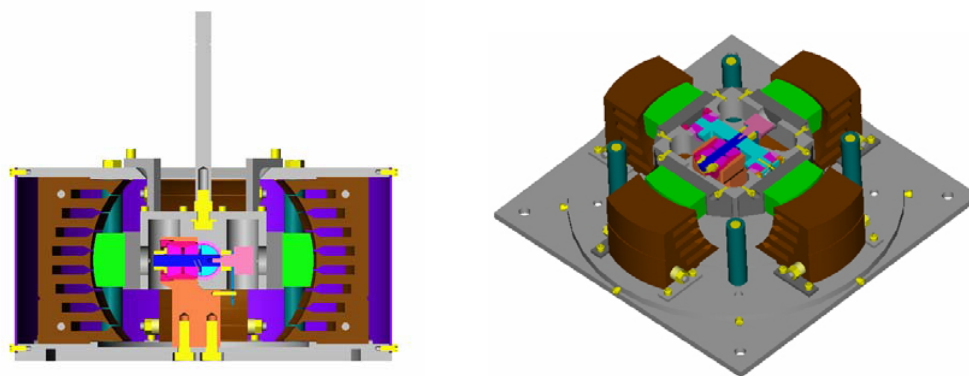
Figura 1.22: Joystick a ritorno di forza Impulse Stick prodotto da Immersion Technologies.

impieghi su apparecchiature industriali richiedono specifiche di progetto molto stringenti, che comportano un notevole aumento dei costi. Ad esempio il joystick a ritorno di forza Impulse Stick (mostrato in figura 1.22) prodotto da Immersion Technologies[13], ha un costo che si aggira sui 4000 \$. In questo joystick la trasmissione tra motore e leva è realizzata con una cinghia con rapporto di riduzione 4:1 che consente di imporre all'estremità del joystick una forza massima di 15.5 N , che si riducono a 8.5 N per un'azione continuativa. I movimenti permessi alla leva sono di $\pm 20^\circ$, con una risoluzione pari a 0.01° .

In generale i limiti principali dei joystick a ritorno di forza commerciali sono l'elevato attrito, il backlash, la contenute azione esercitabili e la piccola banda passante. Queste limitazioni non consentono quindi di garantire le caratteristiche che sono necessarie per trasferire in maniera fedele tutti gli stimoli desiderati alla mano dell'operatore. Per cercare di superare queste limitazioni sono stati quindi sperimentate nuove soluzioni costruttive, tra le quali si collocano gli attuatori sferici a più gradi di libertà che consentono di ottenere delle performance migliori. Nelle figure 1.23a e 1.23b è mostrato un esempio di joystick a 2 gradi di libertà con motore sferico caratterizzato dall'avere un magnete permanente che ruota all'interno di uno statore con laminazioni curve[14]. Nella tabella 1.1 sono riportate le caratteristiche principali di tale joystick. Grazie all'accoppiamento magnetico tra il magnete permanente e lo statore, la coppia prodotta dall'interazione dei due campi elettromagnetici agisce direttamente sulla manopola del joystick, quindi i movimenti risultano totalmente privi di scatti, non essendo interposti altri organi di trasmissione del moto, permettendo così una maggiore precisione nella trasmiss-



(a)



(b)

Figura 1.23: Joystick a ritorno di forza a 2 gradi di libertà con motore sferico.

sione delle forze all'utente. Un'altro degli aspetti caratteristici del dispositivo è inoltre il quasi totale disaccoppiamento tra i due gradi di libertà di rotazione della leva, che risultano infatti essere praticamente indipendenti.

Esistono anche altre forme di realizzazione di joystick sferici, come ad esempio quello riportato in figura 1.24. Anche in questa forma di realizzazione l'asta del joystick è collegata, tramite il collegamento filettato visibile in figura, ad un rotore costituito da un magnete permanente, posto all'interno di una camera attorno alla quale sono avvolti 3 avvolgimenti statorici (come si può vedere in figura 1.25). La posizione della leva è misurata attraverso due sensori ad effetto Hall (o in alternativa da due sensori di posizione magneto-resistivi ²).

Per questo attuatore sono disponibili alcuni dati relativi alla coppia che riesce ad erogare in diverse posizioni e alla sua banda passante. Per eseguire queste

²I sensori magneto-resistivi (MRS) rilevano il movimento di materiali ferromagnetici attraverso il cambiamento del flusso magnetico che li attraversa, che causa una variazione della resistenza elettrica del componente, che può essere monitorata da un circuito di controllo.

Coppia massima [$N \cdot m$]	15
Inerzia leva [$kg \cdot m^2$]	0.01
Larghezza di banda [Hz]	100
Tensione di alimentazione [V]	24
Corrente massima [A]	8
Range di movimento della leva [$^\circ$]	± 30

Tabella 1.1: Caratteristiche del joystick a ritorno di forza con motore sferico.

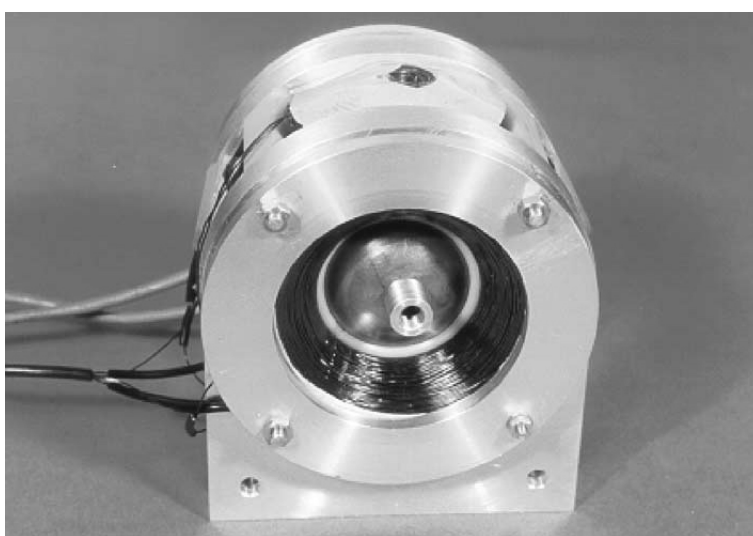


Figura 1.24: Joystick a retroazione di forza con magnete permanente sferico

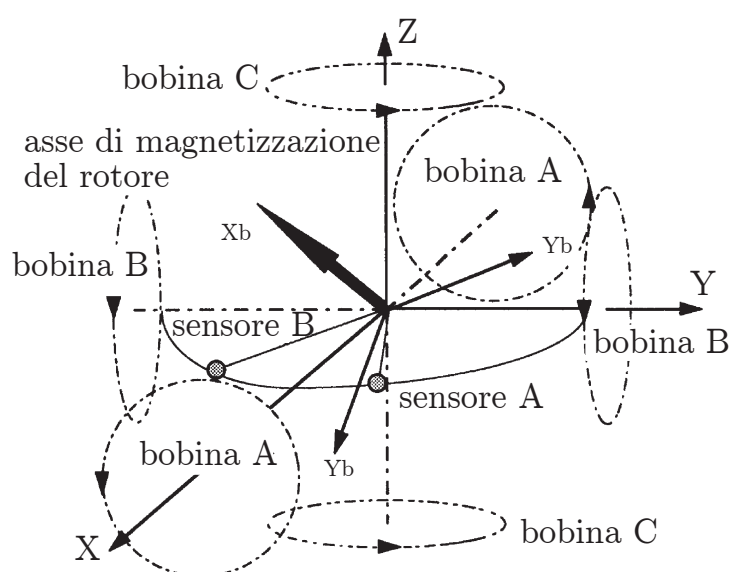
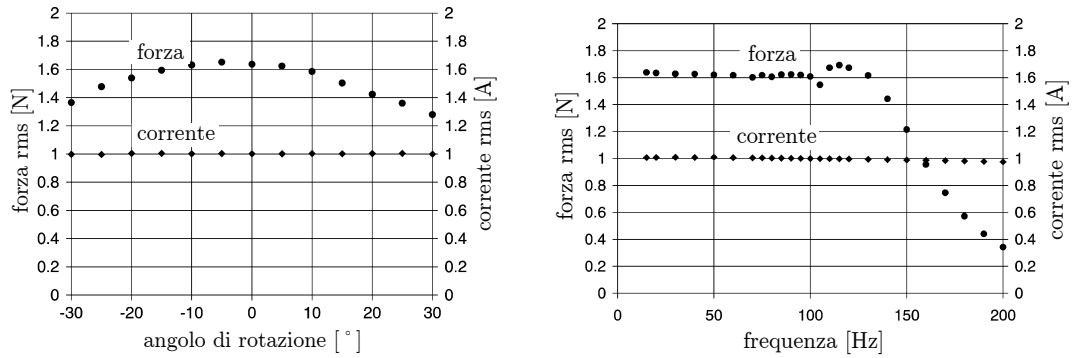


Figura 1.25: Disposizione degli avvolgimenti e dei sensori attorno al rotore del joystick.

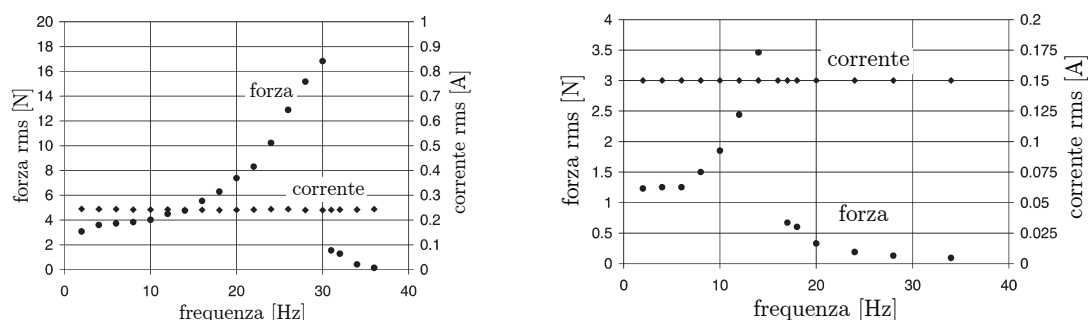


- (a) Andamento della forza in funzione dell'angolo di rotazione attorno ad uno dei due assi di movimento. Ad un angolo di rotazione di 0° corrisponde la coppia massima, che si ha nella situazione in cui l'asse di magnetizzazione del rotore è parallelo all'asse X in figura 1.25.
- (b) Andamento della forza effettiva generata in funzione della frequenza della sollecitazione richiesta, mantenuta ad ampiezza costante.

Figura 1.26: Curve caratteristiche del joystick con rotore sferico.

prove è stato agganciato all'estremità della leva del joystick, di lunghezza pari a 112 mm rispetto al centro della sfera del rotore, un sensore di forza/coppia a 6 GDL. In figura 1.26a è riportata la forza che l'attuatore è in grado di erogare in funzione dell'angolo di inclinazione della leva. Poiché per un interfaccia aptica è importante poter generare forze variabili in modo molto veloce (l'uomo è in grado di distinguere due segnali di forza consecutivi fino a frequenze di 320 Hz [15]), è stata misurata anche la funzione di trasferimento forza/corrente, riportata in figura 1.26b.

Si può osservare che l'ampiezza della forza rimane costante fino a circa 100 Hz e decresce dopo una risonanza localizzata tra i 100 ed i 130 Hz . Confrontando questa tipologia di joystick con quelli disponibili sul mercato si può osservare che le dimensioni risultano pressoché equivalenti. Per quanto riguarda le forze generabili i joystick commerciali, che utilizzano motori in corrente continua accoppiati con riduttori o con pulegge, si riescono ad ottenere rapporti forza/corrente migliori (10 N/A per i commerciali con trasmissione a ruote dentate, 7 N/A per quelli con trasmissione a cavi, $2,4\text{ N/A}$ per il motore sferico), con bande passanti però molto più limitate. Come si può vedere dalle figure 1.27a e 1.27b la banda passante di un joystick che impiega una trasmissione ad ingranaggi si attesta attorno a 30 Hz , mentre scende a 15 Hz per i modelli che utilizzano una trasmissione a cavi, in entrambi i casi quindi le prestazioni in termini di banda passante risultano essere



(a) Andamento della forza in funzione della frequenza per un motore DC con trasmissione ad ingranaggi.

(b) Andamento della forza in funzione della frequenza per un motore DC con trasmissione ad ingranaggi.

Figura 1.27: Andamento della forza in funzione della frequenza per diverse tipologie di trasmissioni.

molto inferiori rispetto a quelle del joystick con motore sferico.

Come si aveva avuto modo di accennare, sebbene la maggior parte dei sistemi aptici utilizzi degli attuatori attivi, esistono anche delle soluzioni che impiegano dei sistemi passivi. Ad esempio nel caso in cui sia necessario simulare un muro con elevata rigidità o una qualunque superficie rigida, l'attuatore usato deve garantire un tempo di risposta estremamente basso e inoltre deve essere in grado di generare una coppia elevata. Un motore in corrente continua che possedesse entrambe queste caratteristiche è però troppo ingombrante per essere usato in un dispositivo aptico. In aggiunta, gli attuatori attivi possono causare dei seri danni o ferite all'utilizzatore qualora una forza non prevista venisse imposta alla mano dell'operatore a causa di un guasto o nel caso in cui si generassero delle oscillazioni ad alta frequenza che potrebbero portare il sistema in condizioni di instabilità. Per questi motivi gli attuatori attivi vengono scelti in modo che non possano generare forze troppo elevate, limitando però così le possibilità di simulazione di ambienti viscosi e corpi rigidi. I sistemi passivi, quali ad esempio i freni, possono invece restituire delle forze molto più elevate rispetto a motori di dimensioni paragonabili, senza minacciare la sicurezza dell'operatore in quanto essi possono unicamente rimuovere energia da un sistema. L'impossibilità di introdurre energia nel sistema li rende infatti intrinsecamente stabili e ciò rappresenta la prima ragione che consiglia l'uso di sistemi passivi nelle applicazioni aptiche. I sistemi passivi, dato che possono solo dissipare energia, sono però limitati dal fatto che non possono simulare ambienti che prevedano l'immagazzinamento di energia, come ad esempio un corpo elastico.

In letteratura si possono trovare esempi di joystick a ritorno di forza che utilizzano dispositivi basati sull'uso di fluidi elettro-reologici (ER) e magneto-reologici (MR). I fluidi ER e MR presentano la caratteristica di poter variare in modo continuo e reversibile, in tempi che si aggirano sull'ordine dei millisecondi, le loro caratteristiche di viscosità a seconda che venga applicato rispettivamente un determinato campo elettrico o magnetico. È da notare che i fluidi MR hanno un coefficiente di viscosità di taglio molto maggiore rispetto ai fluidi ER, per cui i fluidi MR sono più adatti ad applicazioni in cui sono richieste forze elevate. Con i fluidi MR si riescono infatti ad ottenere delle coppie resistenti che possono arrivare fino a $10 \text{ N} \cdot \text{m}$, mentre utilizzando i fluidi ER le coppie resistenti sono limitate a circa $0.5 \text{ N} \cdot \text{m}$.

Uno dei primi joystick basato sull'uso di questa tipologia di fluidi [16] era composto da un incavo sferico in cui era alloggiata una sfera (realizzando così un giunto sferico) con interposto tra i due un fluido ER. L'operatore poteva quindi percepire una determinata forza di contrasto a seconda della viscosità dal fluido ER, che poteva essere fatta variare controllando il campo elettrico applicato. Un altro sistema aptico basato su fluidi ER, detto MEMICA (remote MEchanical MIrroring using Controlled stiffness and Actuators) è stato sviluppato presso la Rutgers University negli USA [17].

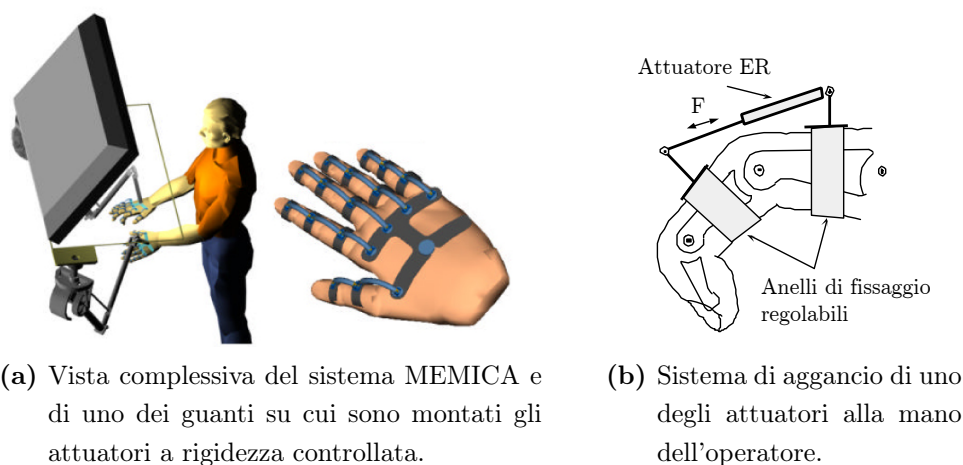


Figura 1.28: Vista del sistema MEMICA e di uno degli attuatori utilizzati per la realizzazione del guanto.

Questo sistema si basa sull'utilizzo di piccoli attuatori a rigidità controllata inseriti in un guanto indossato dall'utente, come si può vedere in figura 1.28, che consentivano di far percepire la rigidità di un ambiente remoto (o virtuale) allo

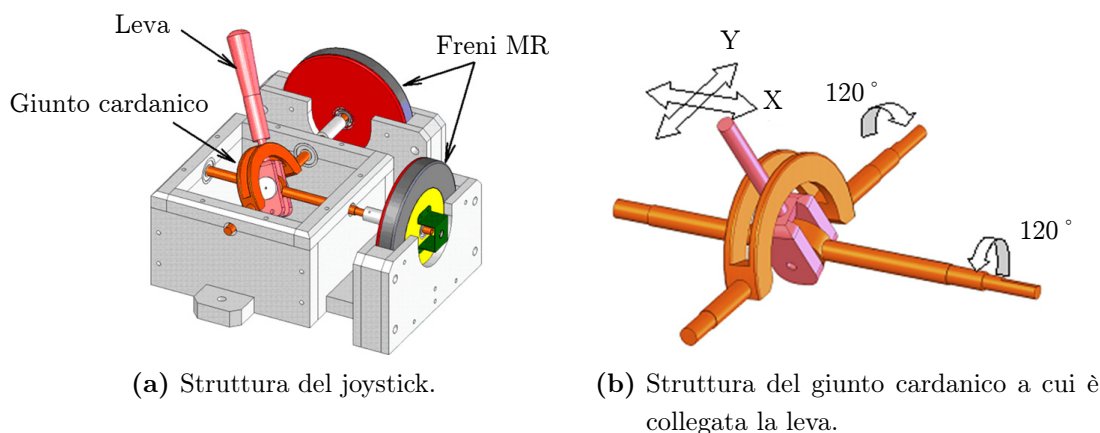


Figura 1.29: Joystick aptico realizzato con due freni MR.

scopo di migliorare il controllo di robot in operazioni particolarmente delicate in ambito spaziale e medicale.

E' stato anche realizzato un prototipo di joystick a ritorno di forza a due gradi di libertà che sfrutta dei freni MR per generare il proprio feedback [18]. Questo joystick impiega infatti due dispositivi MR calettati sui due assi di moto di un giunto di Cardano, come mostrato in figura 1.29. In assenza di eccitazione magnetica la coppia resistente generata sulla leva è molto bassa se paragonata alla massima coppia che può essere ottenuta, con questo sistema si riesce infatti a variare la coppia con continuità da $0.5 \text{ N} \cdot \text{m}$ a $10 \text{ N} \cdot \text{m}$). In considerazione dell'intensità dei campi magnetici in gioco e delle caratteristiche di non magnetismo richieste per alcuni componenti del joystick, gli alberi degli attuatori MR sono realizzati in rame, mentre il supporto degli avvolgimenti delle bobine che generano il campo magnetico e dei potenziometri sono in alluminio. Per contrastare gli effetti dovuti all'isteresi elettromagnetica che si ha normalmente nei dispositivi MR è stato sviluppato un modello della curva di isteresi magnetica che ha permesso di contenere gli errori nella predizione della coppia entro il 5%.

1.4 Problematiche relative alla stabilità

Per le macchine che lavorano in cantiere in genere la problematica della stabilità è un argomento molto importante. Prendendo in esame i sollevatori telescopici, si hanno molti fattori che possono concorrere a renderli instabili. Situazioni di pericolo si possono infatti verificare durante gli spostamenti su pendii con o senza la presenza di carico; le condizioni atmosferiche sfavorevoli, come la nebbia e

la pioggia, possono innescare scivolamenti, inoltre, in situazioni in cui il carico offre grandi superfici e l'estensione del braccio raggiunge i limiti massimi, si può creare un effetto vela che può provocare il ribaltamento della macchina a causa del vento. Nel caso di terreno gelato o innevato, il mezzo potrebbe non rispondere più con precisione ai comandi direzionali impressi dal volante e, in presenza di molta neve, eventuali ostacoli potrebbero risultare nascosti. È quindi molto importante tener presente la natura del terreno perché, soprattutto in prossimità dei bordi dei fossi, delle scarpate, degli scavi, si possono verificare cedimenti del suolo dovuti al peso della macchina, alle vibrazioni che può trasmettere al terreno e all'effetto di rullatura dei pneumatici. È fondamentale anche la procedura con cui si carica il materiale sulle forche e la conoscenza da parte dell'operatore delle caratteristiche dello stesso, come la posizione del baricentro, in modo da evitare di posizionarlo in modo instabile.

Per facilitare il compito dell'operatore sono stati sviluppati negli ultimi decenni vari sistemi di tipo master-slave [19], dove per "slave" si intende la macchina operatrice che interagisce con l'ambiente ed esegue il task specifico (escavatori, robot teleguidati, gru, sistemi trasporto), mentre per "master" si intende il sistema con cui interagisce l'operatore per teleguidare il sistema slave (joystick, console, teaching box, interfacce aptiche). I due sistemi comunicano reciprocamente implementando ciò che viene detta telemanipolazione. Malgrado esistano molti studi riguardanti questo argomento, l'aspetto della sicurezza non è stato ancora affrontato con completezza. Per questo motivo la sicurezza nella telemanipolazione robotica è stata inserita tra le priorità della Piattaforma Tecnologica sulla Robotica per la formalizzazione del VII Programma Quadro dell'Unione Europea [20]. I sistemi di tipo master-slave per azionare macchine operatrici di grosse dimensioni o sistemi di movimentazione in generale non sono dotati di sistemi master intuitivi e facilmente interagenti con l'operatore. Ciò comporta una difficoltà non trascurabile nella possibilità di guidare efficacemente lo slave a discapito della sicurezza. Inoltre sono pochi gli esempi di sistemi di controllo pensati appositamente per incrementare la sicurezza, sistemi che possano agire a livello di master, a livello di slave o nella comunicazione tra i due: nel primo caso dovrebbero essere in grado di "guidare" l'operatore evitandogli operazioni pericolose attraverso sistemi aptici (vale a dire sistemi con ritorno di forza); nel secondo caso dovrebbero limitare lo spazio di lavoro dello slave in funzione di situazioni pericolose dovute all'ambiente con cui interagisce od alla dinamica stessa della macchina operatrice; nel terzo caso dovrebbero filtrare ed elaborare le informazioni che master e slave si scambiano al fine di aumentare la sensibilità dell'operatore. Le problematiche

in gioco aumentano di complessità nelle situazioni di lavoro che si svolgono in ambienti estremamente pericolosi per l'operatore, come nel caso delle macchine movimento terra operanti in miniere, delle unità semoventi di trivellazione e trasporto, delle gru di grosse dimensioni, della telemanipolazione in ambienti nocivi [21, 22, 23, 24]. Al fine di ridurre i rischi legati all'utilizzo di questi sistemi, alcuni studi si sono orientati nella direzione di rendere autonome le operazioni svolte dalla macchina, basandosi sullo sviluppo di modelli cinematici e dinamici al fine di pianificare e svolgere le operazioni richieste [25]. Altri lavori [26] presentano un modello dinamico di un escavatore sviluppato con le equazioni di Newton ed Eulero per poterne descrivere il moto, inoltre gli stessi autori propongono un sistema di controllo [27] che in maniera autonoma può modificare la traiettoria della benna, precedentemente pianificata, in funzione della resistenza del terreno. Koivo [28] espone l'analisi cinematica diretta ed inversa di un escavatore e, successivamente, con Thoma et al. [29] propone un modello dinamico del mezzo, migliorando quello di [26]. Questo modello ha in input le forze generate dall'azione degli attuatori idraulici e in output la posizione e l'orientazione della benna. Towarek [30] propone lo studio della dinamica di un escavatore usando le equazioni di Lagrange, considerando il veicolo come insieme di più corpi rigidi interconnessi fra loro. Nel modello si tiene conto del cedimento del terreno secondo Kelvin-Voigt³. Guangfu Sun e Michael Kleeberger [31] propongono lo sviluppo di un modello di autogru idraulica che permetta di determinare le deformazioni elastiche e il moto della struttura, inoltre riportano delle simulazioni riguardanti la rotazione del braccio in determinate condizioni di lavoro. Successivamente, Guangfu Sun e Jie Liu [32] hanno presentato i risultati di simulazioni ottenute utilizzando il modello dinamico descritto nel lavoro precedente con lo scopo di determinare la risposta dinamica della gru durante il moto del braccio. Posiadala [33] presenta il modello dinamico di un carro gru e del carico sollevato, considerando l'elasticità del supporto. Geu Flores et al. [34] hanno sviluppato un metodo per determinare lo spazio di lavoro di un escavatore e la forza massima esercitata dalla benna. Tale metodo è basato sul concetto di "kinematical transformers" per trovare una soluzione in forma chiusa della cinematica della macchina. Frimpon et al. [35] hanno sviluppato un modello dinamico della benna sfruttando le equazioni di Newton ed Eulero. Papadopoulos et al. [36] propongono l'analisi del comportamento dinamico di un manipolatore idraulico mettendo insieme il modello matematico di ogni singolo componente in cui hanno suddiviso il sistema complessivo. Dopo aver validato il

³Nella modellazione Kelvin-Voigt il sistema è rappresentato come un elemento smorzatore puramente viscoso posto in parallelo ad un elemento puramente elastico

modello con prove sperimentali propongono un controllore per il moto dell'end-effector del manipolatore. Abo-Shanab e Sepehri [37] propongono un modello di un escavatore idraulico per studiarne il ribaltamento, tenendo in considerazione la dinamica della base, il sistema costituito dalle sospensioni e dall'interazione dei pneumatici col terreno, l'attrito fra pneumatici e terreno e il funzionamento degli attuatori idraulici. Tan et al. [38] propongono uno studio per permettere al controllore dell'escavatore di stimare in tempo reale le caratteristiche principali del terreno su cui opera, in modo da migliorare le operazioni di scavo evitando di danneggiare la struttura a causa di sovraccarichi. Park et al. [39] analizzano un altro aspetto importante per le macchine movimento terra, ossia le oscillazioni del braccio. Queste, oltre a ridurre il comfort per l'operatore, possono causare l'urto del braccio stesso con l'ambiente circostante, durante la fase di carico/scarico. Altri autori propongono un software grazie al quale vengono simulati i movimenti dell'operatore, valutato il grado di pericolosità di questi e, infine, generata la sequenza di lavoro ottimale [40]. Tali studi hanno condotto da un lato alla progettazione di macchine nelle quali il fattore umano [41] è considerato in termini globali e dall'altro all'implementazione di sistemi di monitoraggio dei lavoratori sul cantiere con l'introduzione di sensori di posizione che inviano i propri dati ad un supervisore che riconosce le situazioni pericolose e, di conseguenza, previene gli incidenti [42]. Nel campo della movimentazione pesante e nei cantieri tale processo ha portato alla semiautomatizzazione dei movimenti. Implementazioni di tali sistemi si possono trovare applicati alle gru industriali come per esempio in Rosenfeld [43] e Rosenfeld et al. [44]. Tuttavia bisogna sottolineare come il processo di automatizzazione sia possibile solamente quando la macchina automatica si trova ad operare in un ambiente fortemente strutturato e in processi deterministici. In ambienti non strutturati, un sistema completamente automatizzato risulta di difficile applicazione in quanto la macchina da sola non può reagire in tempi brevi ad eventi inattesi. Una possibile soluzione può derivare dall'introduzione di sistemi di teleoperazione innovativi. I sistemi di telecontrollo attuali permettono infatti ad un operatore di realizzare operazioni in posizioni differenti da quella in cui questi si trova e quindi con molti vantaggi in termini di sicurezza. Negli ultimi dieci anni si è registrata una notevole evoluzione dei sistemi di telecontrollo. Ad esempio Hainsworth [21] presenta un sistema di telemanipolazione per robot da miniera, mentre Dongmok [45] propone un sistema per controllare la pala di un escavatore tramite i movimenti del braccio dell'operatore.

Tutti i sistemi di teleoperazione possiedono le seguenti caratteristiche: l'interfaccia operatore, che incorpora un dispositivo master di input con il quale l'ope-

ratore impartisce i comandi allo slave; il dispositivo slave che risponde ai comandi impartiti operando sul sito remoto; un sistema di comunicazione tra il master e lo slave. Il master può essere sia passivo che attivo. Nel primo caso è costituito da un semplice sistema meccanico con caratteristiche cinematiche simili a quelle dello slave ma privo di qualsiasi sistema di attuazione. In tal modo il master segue passivamente i movimenti imposti dall'operatore e questi movimenti vengono poi riprodotti dallo slave [46]. In alcuni ambiti [47] nei quali non è richiesta precisione e sicurezza nei movimenti, il solo feedback visivo può risultare sufficiente. In altri ambiti invece, il feedback di forza associato a quello visivo risulta indispensabile. Tafazoli et al. [48] presentano un sistema di controllo per la telemanipolazione applicato al settore delle macchine movimento-terra. L'operatore, agendo sui comandi del master riesce a percepire la consistenza del terreno e in tal modo è in grado di distinguere la presenza o meno di tubazioni o altri oggetti pericolosi con il quale interagisce lo scavatore. Goldenberg et al. [49] presentano un sistema di controllo master-slave con ritorno di forza applicato alle macchine operatrici forestali.

Nell'utilizzo di interfacce aptiche l'operatore dovrebbe avere la sensazione di interagire direttamente con l'oggetto da manipolare e perciò il master dovrebbe risultargli "trasparente". Molti autori come Lawrence [9] hanno affrontato il problema della trasparenza, che dipende da molteplici aspetti. Tra di essi risultano fondamentali le caratteristiche del sistema di controllo, quelle del canale di trasmissione tra il master e lo slave e le proprietà meccaniche del dispositivo master. Il sistema di controllo, infatti, deve essere in grado di riprodurre i segnali campionati sullo slave garantendo nel contempo la stabilità dell'intero sistema. Nei sistemi con feedback di forza il ritardo nella trasmissione dei segnali tra master e slave influenza in modo diretto la stabilità dell'anello di controllo. Quando i ritardi sono elevati il feedback di forza non è più possibile ed è necessario ricorrere a sistemi di telecontrollo più evoluti [47]. Per quanto concerne il master, non è fisicamente possibile realizzare un dispositivo che soddisfi le caratteristiche di trasparenza in tutto lo spettro di frequenza. Di conseguenza il dispositivo master deve essere progettato per garantire il massimo delle prestazioni di trasparenza nello spettro di frequenze di interesse. Nei sistemi di controllo master-slave industriali, le forze in gioco sono elevate e in genere vengono opportunamente scalate. I dispositivi master possono essere caratterizzati in base ai gradi di libertà della loro struttura meccanica e in base alla presenza oppure no del feedback di forza. In Dennerlein et al. [50] viene presentato un sistema per l'esplorazione di fondali marini dove vengono riprodotte le interazioni tra end-effector e fondale marino su

di un master realizzato con una replica scalata dello slave. Applicazioni di questo tipo relative alle macchine operatrici si possono trovare anche in Tafazoli et al [48]. Il feedback di forza è generato dai sensori disposti sullo slave, ma può essere anche creato artificialmente dal sistema di controllo, al fine di servire come strumento di guida all'operatore durante il funzionamento della macchina. In campo industriale tale forza virtuale può prevenire movimenti pericolosi delle macchine operatrici, come nel caso delle macchine forestali nelle vicinanze di linee elettriche ad alta tensione [49]. Talvolta l'operatore non ha la possibilità di rimanere in posizione remota rispetto allo slave. È il caso di alcune operazioni di posizionamento per le macchine operatrici di cantiere o di certi processi industriali di assemblaggio, nei quali l'abilità e la destrezza dell'operatore non sono riproducibili né mediante un sistema master-slave né tantomeno tramite un processo completamente automatico. In tutti questi casi l'uomo e la macchina sono costretti a condividere lo spazio di lavoro. In Kazerooni [51], vi è un esempio di questi dispositivi, detti "extenders" o "collaborative robots". Opportuni sensori disposti sui link terminali delle macchine misurano le forze di comando impresse e permettono all'operatore di manovrarle. Il sistema di controllo di queste macchine non solo deve essere affidabile, stabile e robusto ma deve limitarne dinamicamente i movimenti al fine di ridurre la componente inerziale delle forze di interazione con l'operatore umano. Il comportamento dinamico e la variabilità delle caratteristiche dell'operatore determinano in modo critico le prestazioni del sistema [52]. Ne deriva la necessità di caratterizzare l'operatore all'interno dell'anello di controllo. Hajian [53] ha affrontato tale problema in sistemi ad un grado di libertà ottenendo risultati pressoché simili tra i vari sistemi testati.

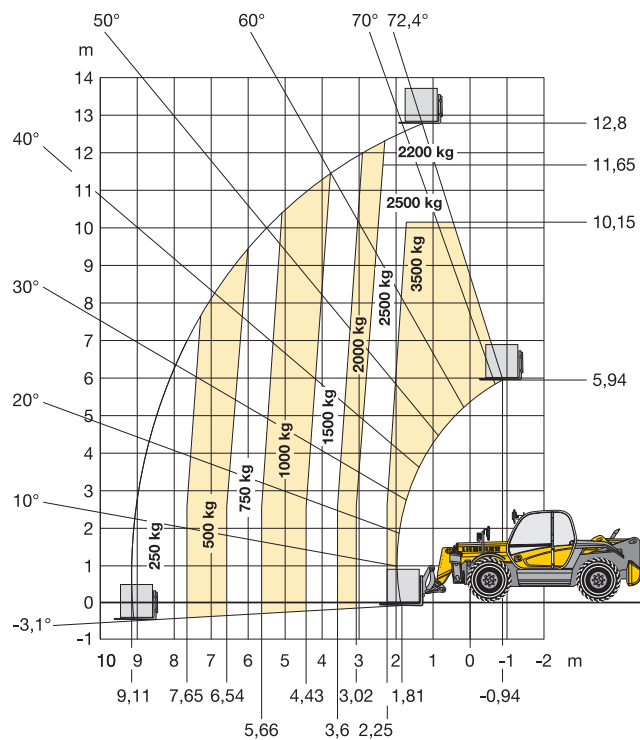
1.4.1 Soluzioni commerciali

Il sistema più comunemente usato per stabilire la stabilità di lavoro di un sollevatore telescopico in funzione del carico portato, dell'angolo di sollevamento, dell'estensione del braccio e della rotazione della torretta è l'utilizzo dei diagrammi di carico forniti da tutte le case costruttrici. Questi diagrammi, mostrati ad esempio in figura 1.30, riportano varie aree corrispondenti a pesi diversi, entro le quali deve essere mantenuta la parte terminale del braccio se si vuole evitare il ribaltamento della macchina. I diagrammi sono specifici per ogni attrezzatura montata e sono diversi per il caso in cui la macchina sia ferma sulle gomme o sugli stabilizzatori. Le curve limite sono ricavate in base alle seguenti assunzioni:

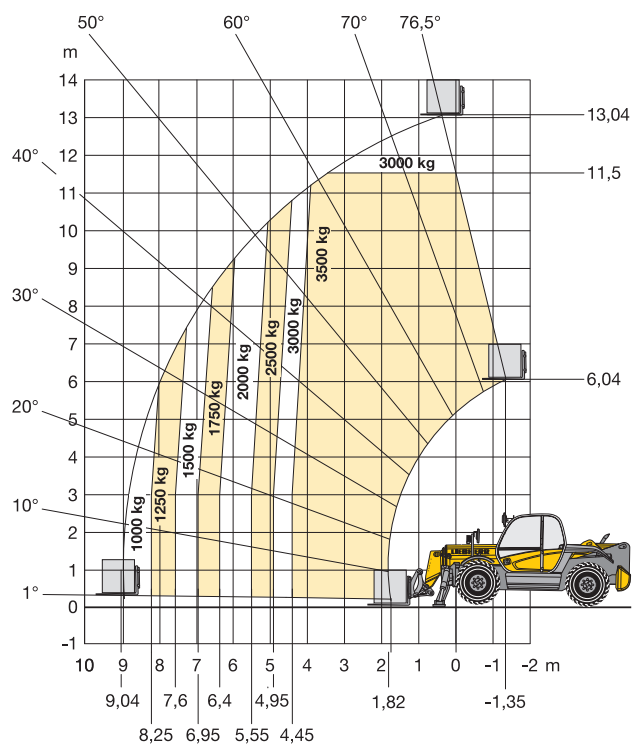
- macchina operante su un piano orizzontale, è quindi trascurata l'eventuale inclinazione del terreno
- macchina in condizione statica, sono quindi trascurate le forze d'inerzia
- angolo di rotazione della torretta nullo
- assenza di carichi aggiuntivi come l'azione del vento.

A fronte delle ipotesi di calcolo sopra citate, le aziende costruttrici si cautelano utilizzando degli opportuni coefficienti di sicurezza. Il campo di lavoro della macchina è inoltre diverso da quello cinematicamente permesso dal meccanismo costituito dalla torretta girevole col braccio estensibile e inclinabile, perché, oltre alle problematiche derivanti dalla stabilità, sono considerati anche gli aspetti strutturali del mezzo stesso, in particolare, la resistenza del braccio telescopico e della ralla che permette la rotazione della struttura..

Le varie case produttrici hanno reagito al problema della stabilità introducendo inoltre diversi sistemi di sicurezza attivi. Komatsu [5], come altre aziende, ha adottato un dispositivo di controllo della stabilità (denominato SLI: Safe Load Indicator, mostrato in figura 1.31) che, con allarme acustico e visivo, avverte l'operatore del progressivo avvicinarsi del limite di stabilità, qualora la configurazione del veicolo in fase operativa non dovesse essere quella ideale per la sicurezza. Inoltre utilizza un sistema anti-ribaltamento (denominato ASM: Anti-tipping System) che blocca automaticamente i movimenti aggravanti, consentendo solo il rientro degli sfilii del braccio. Per far sì che il braccio lavori sempre in un piano verticale, Komatsu offre inoltre la possibilità di dotare i propri mezzi di un sistema che consente di mantenere orizzontale il telaio, permettendo quindi di lavorare su terreni con un'inclinazione massima di $\pm 10^\circ$, come mostrato in figura



(a) Su pneumatici.



(b) Su stabilizzatori.

Figura 1.30: Diagrammi di carico per il sollevatore telescopico frontale modello TL 442-13 Litronic prodotto da Liebherr [3].



(a) Sistema per mantenere livellato il telaio.



(b) Sistema di bloccaggio dell'assale posteriore per aumentare la stabilità laterale.

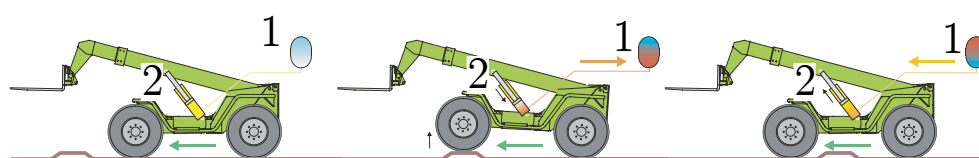
Figura 1.32: Sistemi montati sul sollevatore telescopico WH716 di Komatsu per incrementare la stabilità durante le fasi di lavoro.

1.32a. Il livellamento corretto viene gestito direttamente dall'operatore agendo sugli appositi comandi avendo come riferimento una livella a bolla d'aria posta all'interno della cabina. Allo scopo di incrementare la stabilità della macchina inoltre viene automaticamente bloccata l'oscillazione sulle sospensioni dell'assale posteriore (utilizzando un martinetto idraulico, come mostrato in figura 1.32b) per inclinazioni del braccio telescopico superiori a 50° , riducendo quindi la possibilità di ribaltamento laterale della macchina perché si aumenta l'area di appoggio sul terreno.

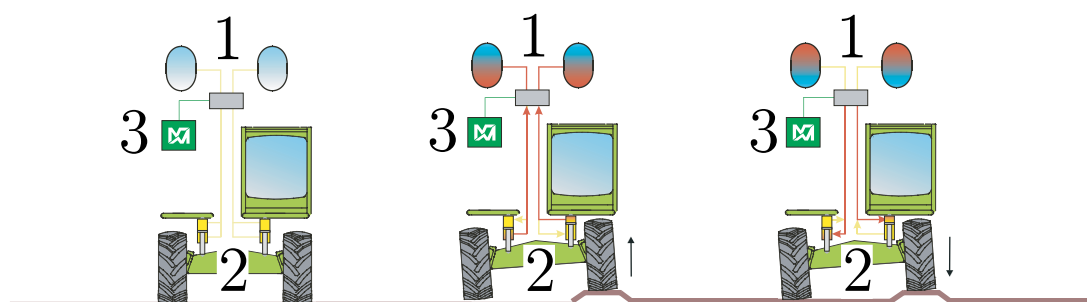


Figura 1.31: Indicatore montato sui sollevatori telescopici Komatsu per indicare l'approssimarsi del limite di instabilità

Come Komatsu anche Merlo [4] monta sui suoi sollevatori un sistema di controllo della stabilità longitudinale che blocca automaticamente i movimenti aggravanti del braccio all'approssimarsi della condizione al limite della stabilità, informando l'operatore con un avvisatore acustico e luminoso. Anche queste macchine montano inoltre un dispositivo ad azionamento idraulico che, agendo sul ponte anteriore, permette di livellare orizzontalmente il telaio quando, per la conformazione dell'area di lavoro, è necessario recuperarne le inclinazioni trasversali (anche in questo caso il sistema può lavorare fino ad inclinazioni di $\pm 10^\circ$). Allo scopo di garantire una migliore dinamica del veicolo e quindi anche una maggiore stabilità Merlo offre la possibilità di disporre di sospensioni sul braccio telescopico (denominate BSS: Boom Suspension System) o di sospensioni attive a controllo elettronico sull'assale anteriore (denominate EAS: Electronic Active Suspension) per migliorare l'azione di di sospensione, indipendentemente dal carico. Il sistema di sospensioni sul braccio, mostrato in figura 1.33a, adotta degli smorzatori di pressione che operano sul cilindro idraulico di sollevamento allo scopo di offrire una riduzione delle sollecitazioni trasmesse al carico durante il movimento del veicolo. Con questo sistema si riducono le perdite di materiale trasportato durante il movimento del mezzo e si migliora in comfort dell'operatore.



(a) Funzionamento delle sospensioni montate da Merlo sul braccio di sollevamento (1. Smorzatore di pressione a gas, 2. Cilindro idraulico di sollevamento).



(b) Funzionamento delle sospensioni montate da Merlo sull'assale anteriore (1. Smorzatore di pressione a gas, 2. Correttore di inclinazione trasversale, 3. Sistema di controllo).

Figura 1.33: Sistema di sospensioni fornito sui sollevatori telescopici da Merlo, in entrambi i casi l'attivazione del sistema è comandata dall'operatore tramite un selettore posto nella cabina di comando.

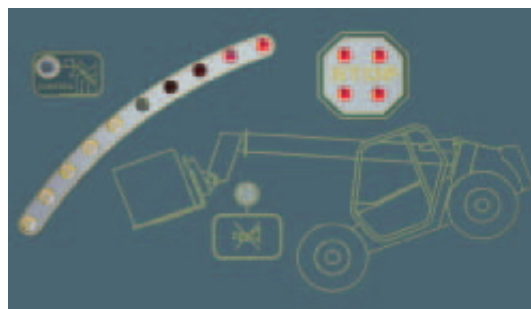


Figura 1.34: Sistema di allerta montato sul sollevatore telescopico modello T2250 prodotto da Bobcat.

Le sospensioni attive sull'assale anteriore utilizzano invece i cilindri idraulici del correttore di inclinazione trasversale per smorzare le sollecitazioni indotte dal movimento del veicolo sul terreno, come si può vedere dalla figura 1.33b. Il sistema è supervisionato da un microcontrollore e permette di ridurre le sollecitazioni trasmesse sia alla macchina che all'operatore.

Anche Bobcat [6] monta sui suoi sollevatori dei sistemi di segnalazione sonora e visuale, come quello mostrato in figura 1.34, che indicano la stabilità longitudinale della macchina e avvertono l'operatore dell'avvicinarsi della possibilità di un ribaltamento frontale. A tale scopo sono presenti degli indicatori di colore variabile dal verde all'arancio per indicare i vari stadi di pericolo (il segnale diventa rosso quando si supera l'87% della capacità massima della macchina). Un'ulteriore segnalatore giallo indica l'attivazione del sistema che blocca i movimenti aggravanti (detto AMA: Aggravating Movements Arrestor) impedendo i movimenti che comporterebbero la fuoriuscita della macchina dalle condizioni di sicurezza.

Sui sollevatori telescopici prodotti da Liebherr [3] è invece presente un sistema di controllo che riduce automaticamente la velocità dei movimenti in vicinanza del limite di ribaltamento.

Per quanto riguarda i sollevatori telescopici a cabina rotante sulla serie Roto, Merlo monta un sistema informatizzato per il controllo continuo della stabilità della macchina (denominato CSS: Continuous Slew Safety) durante le fasi di lavoro. Quando la macchina opera su stabilizzatori, il sistema di controllo misura e controlla in tempo reale le forze che agiscono su ognuno dei quattro piedi stabilizzatori. Con questi valori il sistema calcola automaticamente la posizione del centro di gravità complessivo rispetto agli appoggi e decide, in funzione della posizione del baricentro in quel dato momento, se la condizione di stabilità è garantita o meno, bloccando in questa seconda evenienza tutti i movimenti aggravanti. L'al-

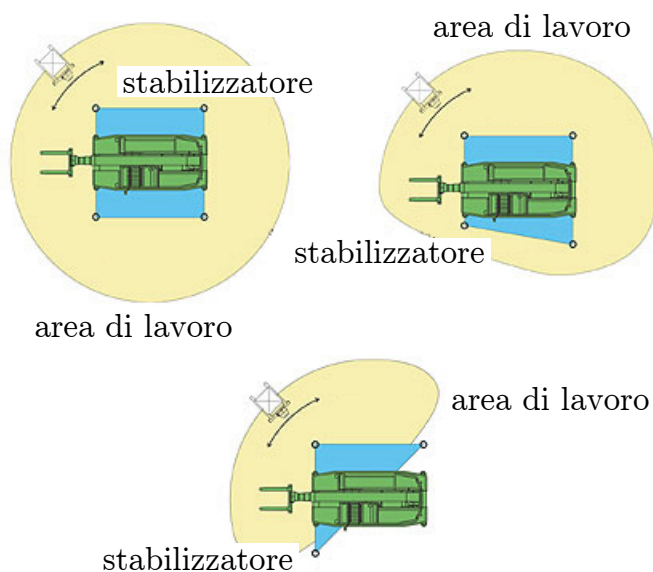
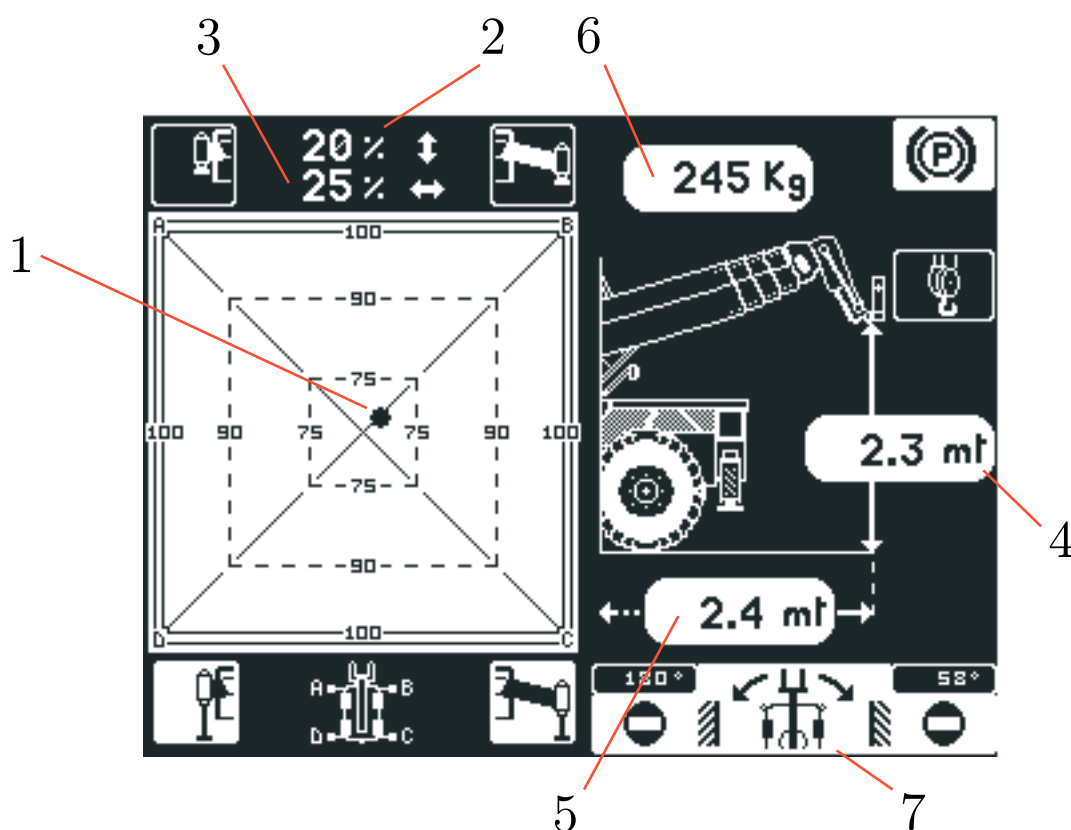


Figura 1.35: Poligono d'appoggio e area operativa in varie configurazioni.

goritmo di calcolo è valido qualunque sia la geometria della pianta di appoggio al suolo (vedi figura 1.35). In questo modo l'operatore può posizionare gli stabilizzatori in funzione delle esigenze operative con la certezza che il diagramma di carico sarà comunque "dinamicamente" ed automaticamente adattato alla scelta effettuata. Inoltre, è possibile visualizzare in tempo reale sia in forma numerica che grafica, la posizione del baricentro stesso seguendo il reale spostamento del carico durante le fasi di lavoro. L'operatore può inoltre impostare l'area di lavoro inserendo nel computer di bordo l'angolo di rotazione della torretta ed i limiti di sfilo e di sollevamento del braccio desiderati. In figura 1.36 è riportato questo sistema di monitoraggio della stabilità, denominato MERLIN (MERlo Local Interactive Network).

Sempre nel caso dei sollevatori telescopici a cabina rotante, Manitou [8] equipaggia i propri modelli con un sistema in grado di memorizzare dei diagrammi specifici per ciascun accessorio montato, di analizzare il peso e la posizione del carico nello spazio e di individuare la configurazione di lavoro della macchina. In questo modo il sistema può integrare l'insieme dei dati acquisiti con i diagrammi di carico memorizzati e in caso di sovraccarico può quindi provocare l'interruzione automatica dei movimenti aggravanti. La rilevazione della configurazione della macchina si basa sulla misura dei seguenti parametri (mostrati anche in figura 1.37):

- Rilevazione dell'angolo e della lunghezza del braccio (A)



1. Posizione del baricentro rispetto all'area di lavoro
2. Percentuale del limite di ribaltamento sull'asse longitudinale
3. Percentuale del limite di ribaltamento sull'asse trasversale
4. Altezza da terra del carico
5. Distanza del carico dal centro della macchina
6. Peso del carico movimentato
7. Angolo di rotazione ammesso

Figura 1.36: Visualizzazione del baricentro sullo schermo del sistema MERLIN montato sul modello Roto 4025 prodotto da Merlo.

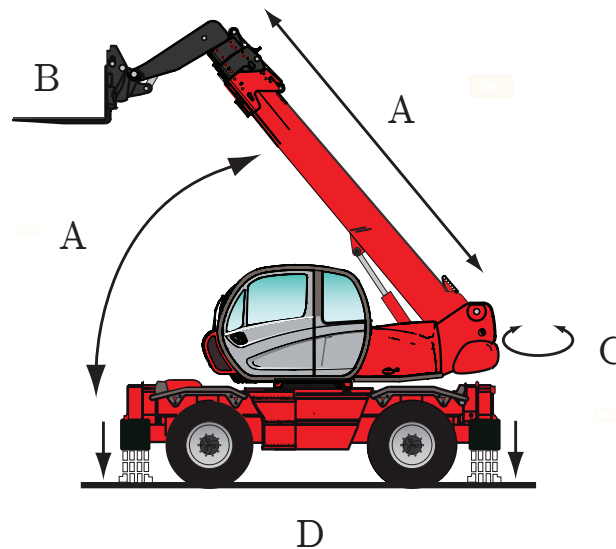


Figura 1.37: Posizione dei sensori per il rilevamento della configurazione della macchina montati sui sollevatori telescopici a cabina rotante della serie Maniscopic prodotti da Manitou.

- Rilevazione del peso del carico tramite trasduttori di pressione sui cilindri di sollevamento e di compensazione (B)
- Rilevazione della posizione della torretta tramite sensori di rotazione (C)
- Rilevazione automatica della configurazione di lavoro, tramite sensori esterni (D)

1.5 Obiettivi del lavoro

In base alle statistiche fornite dall’Inail (Istituto nazionale assicurazione contro gli infortuni sul lavoro), ogni giorno, in Italia, si registrano circa 2.200 incidenti sul lavoro, muoiono 3 persone e 27 rimangono invalide permanenti. Negli ultimi anni è stato registrato un calo sia del numero degli incidenti che degli infortuni mortali, rispettivamente del -11.1% e del -13.1% se si confrontano i dati del primo semestre del 2009 con quelli dello stesso periodo del 2008 ⁴. Come si può

⁴Questi dati vanno però visti alla luce del periodo particolarmente negativo per l’economia italiana sia sul versante dell’occupazione (diminuita dello 0.9% nel primo trimestre e dell’ 1.6% nel secondo) che su quello della produzione industriale, calata di oltre il 20% . L’Inail stima quindi che una quota da 5 a 6 punti percentuali del calo nel primo semestre 2009 (sia infortuni in complesso che mortali), sia da attribuire alla componente accidentale rappresentata dalla attuale situazione economica particolarmente sfavorevole.

notare il numero dei casi mortali è calato di più rispetto al numero di incidenti. Sebbene infatti la tecnologia abbia permesso di creare macchine sempre più affidabili e sicure, ciò non è sufficiente per evitare tutti i pericoli. La prevenzione si deve infatti basare su un'adeguata formazione e su un corretto addestramento all'utilizzo delle macchine; infatti molto spesso gli operatori non conoscono a fondo le regole e i mezzi che gli sono stati affidati e il più delle volte imparano ad utilizzarle sul campo. Una delle problematiche principali riguarda inoltre l'inadeguato livello di interazione tra la macchina operatrice e l'operatore che la governa. In questo senso l'automazione ha acuito il fenomeno perché in molti casi ha reso indipendente la macchina dall'operatore, che in alcune situazioni ha visto ridotto il proprio ruolo di controllo. L'obiettivo del Progetto di Ricerca Nazionale, all'interno del quale è stato sviluppato il presente lavoro, consiste nell'individuare, studiare e realizzare sistemi mecatronici in grado di aumentare il grado di sicurezza nell'interazione tra l'uomo e la macchina, rendendone anche più semplice ed intuitivo l'utilizzo.

L'attività che è stata svolta rappresenta la prosecuzione di lavori precedenti [1, ?], che hanno portato allo sviluppo di un modello cinematico e dinamico adattabile a qualsiasi tipo di macchina movimento terra. Anche se i modelli sviluppati risultano avere carattere generale, il lavoro si è concentrato in particolare sullo studio del "sollevatore telescopico" in quanto per questa macchina sono stati forniti tutti i dati tecnici richiesti per una corretta modellizzazione. Da questo studio sono stati inoltre individuati degli algoritmi di semplificazione ed un numero limitato di variabili da monitorare durante il funzionamento della macchina, dalla cui misura fosse possibile ottenere in tempo reale una stima sufficientemente attendibile della vicinanza di eventuali condizioni di instabilità. Questi modelli hanno quindi permesso lo sviluppo di una serie di schemi di controllo real time del sistema master-slave ai fini di evitare l'insorgenza di condizioni di pericolo e nel contempo aumentare il numero di informazioni trasferite dal master all'operatore sfruttando anche il ritorno di forza ottenibile con dei sistemi di interfaccia controllati. Tale obiettivo ha richiesto lo sviluppo e la realizzazione di un apposito joystick a 2 GDL (Gradi Di Libertà), che è stato equipaggiato sia con un attuatore attivo sia con uno passivo, allo scopo di valutarne le diverse potenzialità in termini di sensazioni trasmissibili all'operatore. La scelta di utilizzare anche attuatori di tipo passivo ha inoltre richiesto lo sviluppo di appositi sistemi di controllo e gestione che permettessero di migliorare l'interazione con l'utente. Per validare il sistema realizzato si è quindi provveduto ad eseguire dei primi test allo scopo di confrontare i vari schemi di controllo che sono stati definiti.

Capitolo 2

Simulatore del sollevatore telescopico

Per poter sviluppare il sistema di controllo di stabilità è stato innanzitutto necessario creare un modello della macchina. In precedenti lavori di tesi è stato già definito il modello cinematico, dinamico e strutturale dapprima di un sollevatore telescopico frontale [?], che poi è stato esteso per considerare anche i sollevatori telescopici a torretta girevole [1]. I modelli sviluppati consentono di calcolare la posizione del baricentro del sistema in funzione della configurazione imposta dall'utente e del carico applicato allo scopo di valutare il grado di vicinanza al limite del ribaltamento, per poter intervenire opportunamente sia sugli azionamenti del braccio telescopico, sia sul joystick comandato dall'utente, per evitare le situazioni di pericolo.

Per consentire l'implementazione del modello matematico della macchina in sistemi di controllo real-time sono stati inoltre individuati degli algoritmi di semplificazione ed un numero limitato di variabili da monitorare durante il funzionamento, dalla cui misura è possibile ottenere una stima sufficientemente attendibile della vicinanza ai limiti di stabilità.

2.1 Modello cinematico

Come si può vedere nelle figure 2.1 e 2.2, per sviluppare l'analisi cinematica della macchina per ogni componente principale è stato individuato e posizionato un sistema di riferimento ad esso solidale [1], in accordo con la notazione di Denavit-Hartenberg [54].

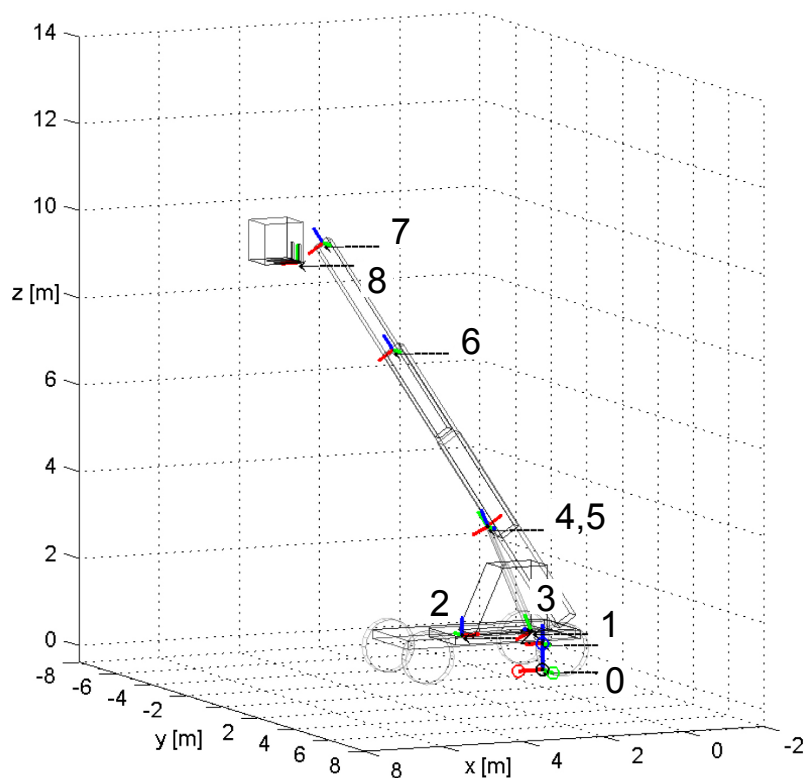
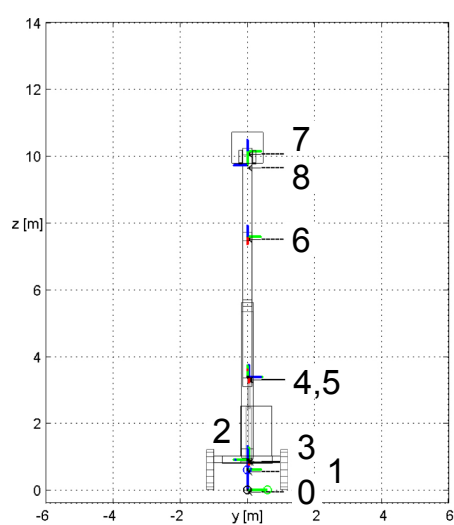
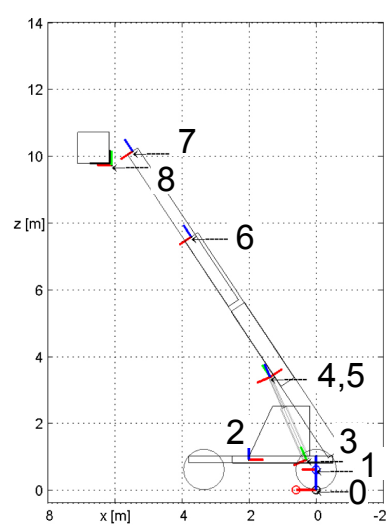


Figura 2.1: Posizionamento dei sistemi di riferimento solidali ai componenti principali della macchina. L'asse x è rappresentato in colore rosso, l'asse y in verde e l'asse z in blu.



(a) Vista frontale.



(b) Vista laterale.

Figura 2.2: Viste ausiliarie della posizione delle terne di riferimento dei vari elementi.

In particolare i sistemi di riferimento che sono stati individuati sono ¹:

- Il sistema 1 è solidale al veicolo, la sua origine è nell'intersezione dell'asse geometrico dell'assale posteriore con il piano longitudinale di mezzeria della macchina, l'asse x è rivolto verso l'assale anteriore, l'asse z verso l'alto
- Il sistema 2 ha l'asse z coincidente con l'asse di rotazione della cabina. Con angolo di rotazione nullo l'asse x è parallelo a quello della terna 1
- Il sistema 3 è solidale al cilindro dell'attuatore di sollevamento, la sua origine è nell'intersezione dell'asse geometrico del perno, che lo collega al telaio, con l'asse geometrico del cilindro stesso. Considerando la figura 2.2b l'asse z è entrante, l'asse y lungo l'asse del cilindro
- Il sistema 4 è solidale allo stelo dell'attuatore di sollevamento, la sua origine è nell'intersezione dell'asse geometrico del perno, che lo collega al braccio di base, con l'asse geometrico dello stelo stesso. Considerando la figura 2.2b, l'asse z ha la direzione del moto dello stelo, l'asse y è uscente
- Il sistema 5 è solidale al braccio di base. La sua origine è nell'intersezione dell'asse geometrico del perno, che lo collega allo stelo dell'attuatore di sollevamento, con il piano passante per l'asse geometrico del braccio di base stesso. Considerando la figura 2.2b, l'asse z ha verso uscente, l'asse y è parallelo alla direzione di estensione del braccio
- Il sistema 6 è solidale al primo sfilo. L'origine appartiene al suo asse di simmetria ed è all'altezza dell'estremità superiore dello sfilo. Considerando la figura 2.2b, l'asse z ha la direzione del moto dello sfilo, l'asse y ha verso uscente.
- Il sistema 7 è solidale al secondo sfilo. L'origine appartiene al suo asse di simmetria ed è all'altezza dell'estremità superiore dello sfilo. Gli assi sono orientati come quelli del sistema 6
- Il sistema 8 è solidale all'attrezzatura. Ha l'origine nell'intersezione dell'asse di rotazione dell'attrezzatura con il piano longitudinale di mezzeria del braccio. L'asse z ha verso entrante. Nel caso in cui l'angolo di inclinazione dell'attrezzatura sia nullo, l'asse x risulta appartenere ad un piano parallelo al piano xy del sistema 1.

¹E' da notare che per ciascun sistema di riferimento individuato, l'asse non citato è orientato secondo la regola della mano destra

$[T_{i,i-1}]$	α_{i-1}	a_{i-1}	d_i	ϑ_i
$[T_{2,1}]$	0	a_1	L_2	$\pi + \gamma$
$[T_{3,2}]$	$-\frac{\pi}{2}$	a_2	$-L_3$	$\beta_1 + \frac{\pi}{2}$
$[T_{4,3}]$	$-\frac{\pi}{2}$	0	$k_2 + s_2$	0
$[T_{5,4}]$	$-\frac{\pi}{2}$	0	$-L_3$	$-\pi + \beta_1 - \beta_3$
$[T_{6,5}]$	$-\frac{\pi}{2}$	a_5	$-k_4 + s_4$	π
$[T_{7,6}]$	0	a_6	$L_4 + k_5 + s_4$	0
$[T_{8,7}]$	$\frac{\pi}{2}$	a_7	0	$\frac{\pi}{2} - \beta_3 + \beta_6$

Tabella 2.1: Parametri di Denavit-Hartenberg.

In base ai sistemi di riferimento così definiti si possono quindi identificare i parametri necessari per il definire le terne di riferimento secondo la notazione di Denavit-Hartenberg [55], riportati nella tabella 2.1:

Dove L_2 , L_3 , L_4 , k_2 , k_4 , k_5 , a_1 , a_2 , a_5 , a_6 e a_7 sono costanti geometriche proprie della macchina, mentre s_2 (corsa dell'attuatore idraulico di sollevamento), s_4 (corsa dell'attuatore idraulico di estensione), γ (angolo di rotazione della cabina), β_1 (angolo di inclinazione dell'attuatore idraulico di sollevamento rispetto all'asse longitudinale della macchina X_1), β_3 (angolo di inclinazione del braccio rispetto all'asse longitudinale della macchina X_1) e β_6 (angolo di inclinazione dell'attrezzatura rispetto all'asse longitudinale della macchina X_1) sono variabili (β_1 e β_3 dipendono però direttamente da s_2).

Per poter considerare l'inclinazione del terreno su cui poggia il veicolo, è stata posizionata una terna di riferimento t solidale al terreno, il cui piano XY coincide con la superficie del terreno stesso. Il sistema di riferimento 1 del sollevatore è definito rispetto a t che, a sua volta, è definito rispetto al sistema assoluto 0. Con inclinazione nulla del terreno e veicolo fermo, la terna di riferimento t e la terna assoluta 0 coincidono. La posizione del sistema assoluto è stata scelta in modo da avere l'origine coincidente con l'intersezione della congiungente i punti di appoggio delle due ruote posteriori con il piano di simmetria longitudinale della macchina nella condizione in cui il veicolo debba ancora iniziare a muoversi.

Nel caso in cui la macchina inizi a muoversi, la matrice di roto-traslazione che descrive la trasformazione dal sistema di riferimento t al sistema assoluto 0 si ottiene applicando due rotazioni successive su assi relativi: prima una rotazione attorno all'asse y della terna fissa 0 ed infine, attorno all'asse x' della terna mobile ottenuta dalla prima rotazione

$$[R_{t,0}] = [R_y(\varphi_b)] \cdot [R_{x'}(\varphi_r)]$$

$$[T_{t,0}] = \begin{bmatrix} \cos(\varphi_b) & \sin(\varphi_b) \cdot \sin(\varphi_r) & \sin(\varphi_b) \cdot \cos(\varphi_r) & x_{t,0} \\ 0 & \cos(\varphi_r) & -\sin(\varphi_r) & y_{t,0} \\ -\sin(\varphi_b) & \cos(\varphi_b) \cdot \sin(\varphi_r) & \cos(\varphi_b) \cdot \cos(\varphi_r) & z_{t,0} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

dove

- φ_b è l'angolo di inclinazione frontale del terreno che corrisponde ad una rotazione positiva attorno all'asse y del sistema di riferimento t
- φ_r è l'angolo di inclinazione laterale del terreno che corrisponde ad una rotazione positiva attorno all'asse x' del sistema di riferimento ottenuto con la rotazione precedente
- $x_{t,0}$, $y_{t,0}$, $z_{t,0}$ sono le coordinate dell'origine della terna t nel sistema di riferimento assoluto 0 .

La matrice di roto-traslazione che descrive la trasformazione dal sistema di riferimento 1 al sistema t è invece data da

$$[T_{1,t}] = \begin{bmatrix} \cos(\eta') & -\sin(\eta') & 0 & 0 \\ \sin(\eta') & \cos(\eta') & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & h^* \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

dove h^* è l'altezza da terra dell'assale posteriore e l'angolo η' corrisponde alla rotazione della macchina durante un avanzamento con sterzata. Quindi complessivamente la matrice $[T_{1,0}]$ si può calcolare come

$$[T_{1,0}] = [T_{t,0}] \cdot [T_{1,t}]$$

Considerando l'analisi cinematica dei movimenti del sollevatore telescopico si possono individuare due sotto-meccanismi principali: il meccanismo di sollevamento del braccio e il meccanismo di estensione del braccio stesso.

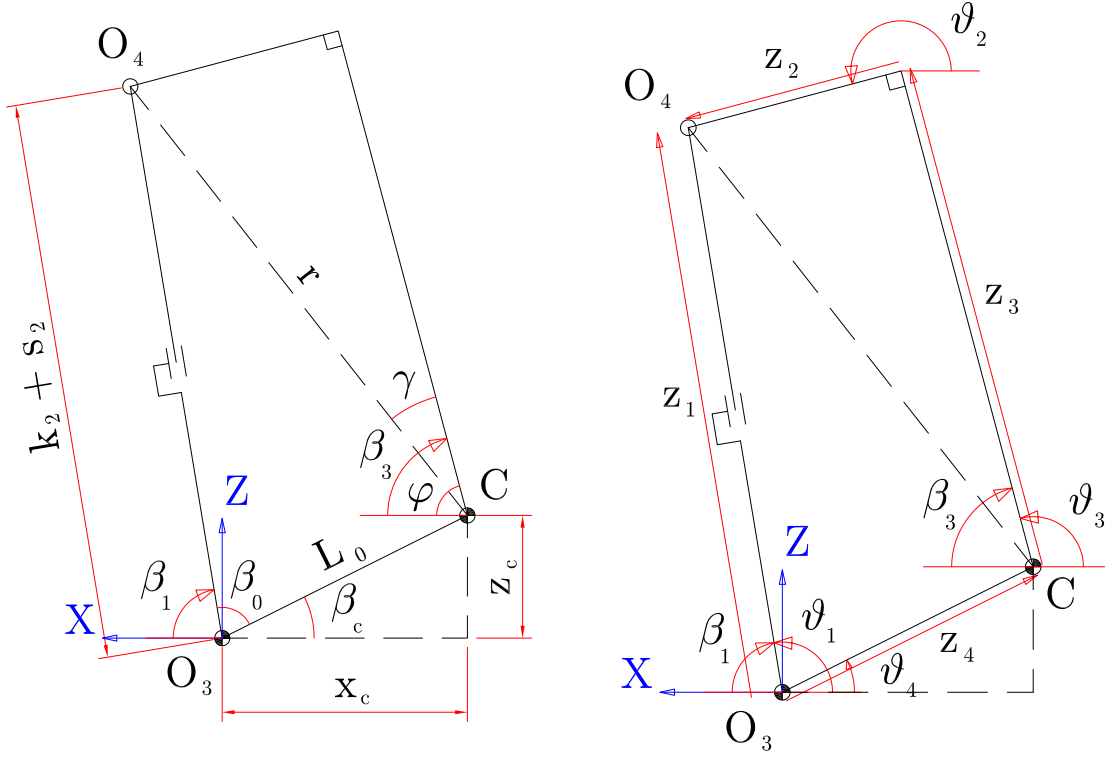


Figura 2.3: Schema cinematico del meccanismo di sollevamento.

2.1.1 Meccanismo di sollevamento

Come mostrato in figura 2.3, il sistema di sollevamento del braccio è costituito da un meccanismo piano in catena chiusa, formato da quattro membri uniti fra loro da tre coppie rotoidali e da una prismatica [56, 55]. Stabilito un verso di percorrenza orario si può scrivere l'equazione di chiusura vettoriale

$$\vec{z}_1 - \vec{z}_2 - \vec{z}_3 - \vec{z}_4 = \vec{0} \quad (2.1)$$

che proiettata sugli assi fissi diventa

$$a_1 \cdot \begin{Bmatrix} c(\vartheta_1) \\ s(\vartheta_1) \end{Bmatrix} - a_2 \cdot \begin{Bmatrix} c(\vartheta_2) \\ s(\vartheta_2) \end{Bmatrix} - a_3 \cdot \begin{Bmatrix} c(\vartheta_3) \\ s(\vartheta_3) \end{Bmatrix} - a_4 \cdot \begin{Bmatrix} c(\vartheta_4) \\ s(\vartheta_4) \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix}$$

dove $\vartheta_1 = \pi - \beta_1$, $\vartheta_2 = \frac{3}{2}\pi - \beta_3$, $\vartheta_3 = \pi - \beta_3$ e $a_1 = s_2 + k_2$ quindi si può scrivere

$$(s_2 + k_2) \cdot \begin{Bmatrix} -c(\beta_1) \\ s(\beta_1) \end{Bmatrix} + a_2 \cdot \begin{Bmatrix} s(\beta_3) \\ c(\beta_3) \end{Bmatrix} - a_3 \cdot \begin{Bmatrix} -c(\beta_3) \\ s(\beta_3) \end{Bmatrix} - \begin{Bmatrix} x_c \\ z_c \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix}$$

dove a_2, a_3, a_4, k_2, x_c e z_c sono parametri noti, mentre s_2 corrisponde alla corsa dell'attuatore di sollevamento. quindi si hanno due equazioni nelle due variabili β_1 e β_3 che quindi possono essere risolte [1] ottenendo

$$\beta_1 = 2 \cdot \text{atan} \left(\frac{-x_c + \sqrt{x_c^2 + z_c^2 - a^2}}{-a - z_c} \right)$$

$$\beta_3 = \varphi + \text{acos} \left(\frac{a_4}{r} \right)$$

dove $a = \frac{(s_2+k_2)^2+x_c^2+z_c^2-r^2}{2 \cdot (s_2+k_2)}$, $r = \sqrt{a_2^2 + a_3^2}$, $\varphi = \text{acos} \left(\frac{L_0^2+r^2-(k_2+s_2)^2}{2 \cdot L_0 \cdot r} \right) - \beta_c$. Derivando rispetto al tempo l'equazione 2.1 si può quindi poi passare all'analisi di velocità e di accelerazione del meccanismo [1].

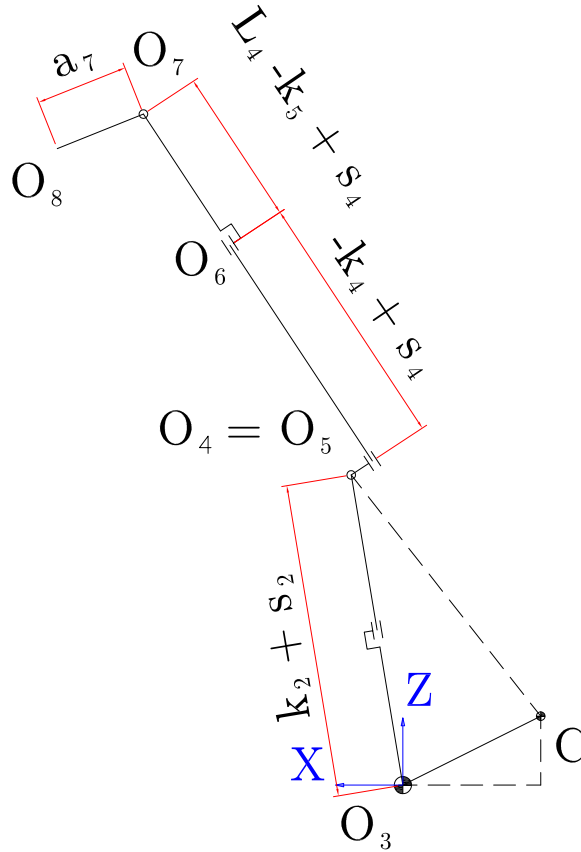


Figura 2.4: Schema cinematico del meccanismo di estensione del braccio.

2.1.2 Meccanismo di estensione del braccio

L'analisi cinematica del braccio risulta essere un problema di analisi diretta, infatti note le variabili del meccanismo si può determinare direttamente la posizione dell'attrezzatura rispetto al sistema assoluto, come si può vedere dalla figura 2.4.

Le posizioni relative di tutti i sistemi di riferimento locali del braccio sono infatti funzione di s_2 , s_4 , γ e β_6 , che corrispondono alle grandezze governate direttamente dall'operatore della macchina per la gestione dei movimenti del braccio.

2.2 Calcolo del baricentro e del centro di pressione

Per lo studio della stabilità è fondamentale determinare la posizione del baricentro globale del sistema nel caso statico e del centro di pressione nel caso dinamico così da poter stimare quale sia il margine di sicurezza per l'operatore e le persone attorno al mezzo.

2.2.1 Caso statico

Nell'analisi statica del veicolo si considera il sollevatore telescopico come un corpo rigido liberamente appoggiato ad un piano fisso π privo di attrito. Si suppone inoltre che questo piano di appoggio π sia rigido. Si considerano quindi poi i 4 punti di appoggio A_1 , A_2 , A_3 e A_4 localizzati nel centro delle superfici di contatto tra pneumatici e terreno e si denotano con Φ_1 , Φ_2 , Φ_3 e Φ_4 le corrispondenti reazioni vincolari.

Si definisce poligono di appoggio [57] il poligono determinato dalle seguenti tre condizioni: è convesso, ha i punti di appoggio come vertici e i punti di appoggio che non sono vertici sono ad esso interni. Come si può vedere in figura 2.5, nel caso del sollevatore telescopico di tipo frontale, il poligono di appoggio è rettangolare se la macchina è sostenuta solo dalle ruote, mentre, è trapezoidale se gli stabilizzatori sono abbassati (in questo modo gli stabilizzatori impediscono il contatto delle ruote anteriori col terreno). Nel caso di un sollevatore telescopico con torretta girevole invece il poligono di appoggio è di forma rettangolare ma di dimensioni diverse a seconda dell'utilizzo o meno delle quattro staffe stabilizzatrici. In assenza di attrito i vincoli possono esplicitare tutte e sole le reazioni ortogonali a π e orientate secondo il verso consentito dal vincolo. Nel loro insieme quindi le reazioni vincolari costituiscono un sistema di forze parallele e concordi applicate nei rispettivi punti di appoggio. Queste forze sono quindi equivalenti ad un'unica forza ortogonale a π e orientata secondo il verso consentito dal vincolo, applicata in un punto non esterno al poligono di appoggio. Quindi, condizione necessaria e sufficiente affinché la macchina, appoggiata senza attrito sul piano π sia in posizione di equilibrio è che la sollecitazione attiva sia riducibile ad una forza unica ortogonale a π orientata nel verso impedito dal vincolo e applicata

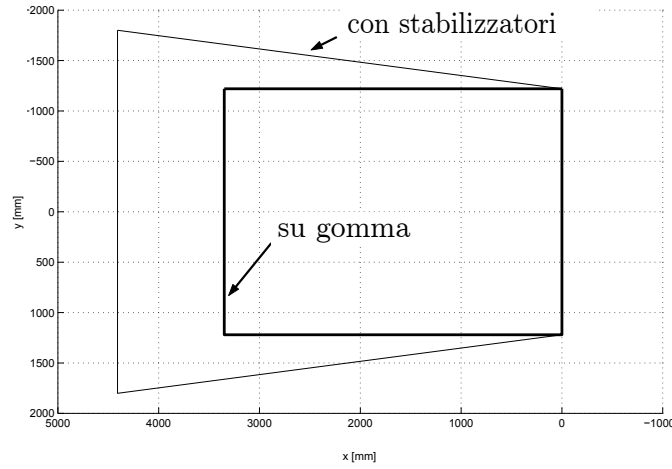


Figura 2.5: Poligoni di appoggio relativi ad un sollevatore telescopico frontale.

lungo una retta che interseca il piano π in un punto non esterno al poligono di appoggio. Supponendo che al sollevatore sia applicata la sola forza peso il centro del sistema di tutte le forze esterne attive coincide con il baricentro G . L'intersezione con π della verticale passante per G è detta centro di pressione C , quindi, condizione necessaria e sufficiente affinché un corpo rigido pesante appoggiato senza attrito ad un suolo orizzontale sia in posizione di equilibrio è che il centro di pressione sia non esterno al poligono di appoggio .

Per il calcolo del baricentro complessivo si è suddiviso il calcolo del baricentro dell'intero sollevatore telescopico dal calcolo del baricentro del solo braccio, inteso come insieme dei 3 sfili. Una volta nota la configurazione cinematica della macchina è quindi poi possibile comporre i singoli baricentri per calcolare quello globale con le formule

$$x_g = \frac{1}{m} \sum_{i=1}^n m_i \cdot x_i \quad y_g = \frac{1}{m} \sum_{i=1}^n m_i \cdot y_i \quad z_g = \frac{1}{m} \sum_{i=1}^n m_i \cdot z_i$$

Per tener conto, oltre che della forza peso, anche dell'azione di una forza esterna generica considerata applicata in un punto qualsiasi del veicolo stesso (come ad esempio la forza del vento o un contatto fra il braccio della macchina e qualche ostacolo nell'ambiente circostante) è sufficiente calcolare le relative reazioni vincolari sugli appoggi della macchina (come descritto in [1]), a cui, per il principio di sovrapposizione degli effetti, si possono sommare anche le reazioni vincolari dovute al peso della macchina. Per capire in che situazione si trova il veicolo, cioè quanto si è vicini ad una condizione di instabilità e quindi di pericolo, è poi sufficiente valutare la posizione del centro di pressione equivalente di tutto il sistema rispetto al poligono di appoggio.

2.2.2 Caso dinamico

Come per la statica, anche nel caso dinamico per valutare il grado di sicurezza in cui si trova il veicolo è necessario calcolare le coordinate del centro di pressione equivalente, in modo da risalire alla sua posizione all'interno del poligono di appoggio. In questo caso però le reazioni vincolari totali oltre alla forza peso e alle azioni esterne tengono conto anche dei contributi delle forze di inerzia e dei momenti delle forze di inerzia relativi al veicolo, al braccio e al carico.

2.3 Stima del baricentro e del centro di pressione equivalente

Per consentire l'implementazione del modello matematico del sollevatore telescopico in sistemi di controllo real-time si è reso necessario semplificare il modello cinematico e dinamico descritti nei paragrafi 2.1 e 2.2. A tal fine sono stati individuati degli algoritmi di calcolo semplificati che fanno uso di un numero limitato di variabili da monitorare durante il funzionamento della macchina, dalla cui misura è possibile ottenere una stima sufficientemente attendibile della vicinanza ad eventuali condizioni di instabilità. Queste formule consentono di stimare la posizione del centro di pressione equivalente sia in campo statico che dinamico. Una soluzione alternativa sarebbe potuta essere quella di stimare l'approssimarsi di una configurazione pericolosa creando una look-up-table, ottenuta dai diagrammi di carico forniti dal costruttore, che consentisse di ricavare direttamente la posizione del baricentro della macchina una volta definito il carico applicato e la configurazione del braccio telescopico. Ciò però avrebbe comportato la memorizzazione di un elevato numero di punti per ottenere una stima sufficientemente affidabile, inoltre in mancanza di un modello matematico della macchina tali tabelle possono essere ricavate solo per via sperimentale. Al contrario, sfruttando il modello matematico qui presentato è possibile stimare lo spazio di lavoro del sollevatore anche in fase di progetto e verificare poi sperimentalmente i diagrammi ottenuti anche solo per un numero limitato di condizioni. L'utilizzo di un modello matematico generale permette inoltre di espandere il calcolo del centro di pressione della macchina anche al caso dinamico, considerando quindi le forze e le accelerazioni agenti sul sistema, risultato difficilmente ottenibile con delle look-up-table, che sono ottenute sperimentalmente solo per configurazioni particolari della macchina. L'utilizzo di semplici formule matematiche semplifica inoltre il

calcolo della posizione del baricentro in quanto questo può essere eseguito anche su sistemi con ridotte potenze di calcolo e di memorizzazione.

2.3.1 Caso statico

In questo caso è stato possibile definire delle equazioni che consentono il calcolo della posizione del baricentro complessivo, rispetto al sistema di riferimento assoluto 0, in funzione della corsa dell'attuatore di sollevamento s_2 , della corsa dell'attuatore di estensione s_4 , dell'angolo di inclinazione dell'forche β_6 , della massa del carico M_{carico} e della posizione del suo baricentro [1, 55, 56, 58].

Le equazioni sono state sviluppate facendo particolare riferimento alla macchina che è stata considerata per l'esecuzione dei test (il sollevatore telescopico frontale modello WH714 prodotto da Komatsu, descritto più in dettaglio nell'appendice A). Le formule che sono state ottenute sono riportate qui di seguito:

$$G = \begin{Bmatrix} X_G \\ Z_G \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \frac{M_{veicolo} \cdot X_{G,veicolo} + M_{carico} \cdot X_{G,carico}}{M_{veicolo} + M_{carico}} \\ \frac{M_{veicolo} \cdot Z_{G,veicolo} + M_{carico} \cdot Z_{G,carico}}{M_{veicolo} + M_{carico}} \end{Bmatrix} \quad (2.2)$$

dove $M_{veicolo} = M_{base} + M_{att.soll.} + M_{braccio} + M_{tool}$ è una costante, M_{carico} è una variabile, $X_{G,veicolo}$ e $Z_{G,veicolo}$ sono funzioni di s_2 e s_4 , $X_{G,carico}$ e $Z_{G,carico}$ sono invece funzioni di s_2 , s_4 , β_3 e β_6 ²

Il calcolo della posizione del baricentro può essere limitata alla sola coordinata X_G se si considera solo il caso dell'equilibrio statico sul piano orizzontale, quindi qui si riportano solo le formule definite per il calcolo di questa coordinata (si rimanda a [58] per il procedimento di calcolo completo). Tramite un processo di minimizzazione a più variabili sono quindi state definite le seguenti funzioni necessarie per il calcolo di X_G

$$X_{G,veicolo}^{[m]}(\beta_3^{[rad]}, s_4^{[m]}) = \cos(\beta_3) \cdot (A_x \cdot s_4 + B_x) + \sin(\beta_3) \cdot C_x + D_x$$

dove i valori dei parametri A_x , B_x , C_x e D_x sono riportati in tabella 2.2.

$$X_{G,carico}^{[m]}(\beta_3^{[rad]}, s_4^{[m]}, \beta_6^{[rad]}) = \rho_w \cdot \cos(\beta_6 + \varphi_w) + (p_1 + 2 \cdot s_4) \cdot \cos(\beta_3) + p_2 \cdot \sin(\beta_3) - x_c + p_3$$

²In particolare s_2 è la corsa dell'attuatore idraulico di sollevamento, s_4 la corsa dell'attuatore idraulico di estensione, γ l'angolo di rotazione della cabina, β_1 l'angolo di inclinazione dell'attuatore idraulico di sollevamento rispetto all'asse longitudinale della macchina X_1 , β_3 l'angolo di inclinazione del braccio rispetto all'asse longitudinale della macchina X_1 e β_6 l'angolo di inclinazione dell'attrezzatura rispetto all'asse longitudinale della macchina X_1 .

A_x	B_x	C_x	D_x
0.3138	0.93342	0.14421	0.85506

Tabella 2.2: Parametri della funzione che consente il calcolo di $X_{G,veicolo}$ per il sollevatore telescopico frontale modello WH714 prodotto da Komatsu.

$\rho_w [m]$	$\varphi_w [rad]$	$p_1 [m]$	$p_2 [m]$	$x_c [m]$	$p_3 [m]$
variabile	variabile	5.5156	1.1113	0.9180	0.2885

Tabella 2.3: Parametri della funzione che consente il calcolo di $X_{G,carico}$ per il sollevatore telescopico frontale modello WH714 prodotto da Komatsu.

dove ρ_w e φ_w sono rispettivamente il modulo, misurato rispetto all'origine della terna di riferimento del tool (il sistema di riferimento 8), e l'angolo di inclinazione, misurato rispetto all'asse X della terna di riferimento del tool, del baricentro del carico; p_1 e p_2 sono rispettivamente la distanza lungo l'asse longitudinale del braccio di sollevamento e in direzione ortogonale all'asse longitudinale del braccio di sollevamento del suo centro di rotazione dall'origine della terna di riferimento del tool quando la corsa di estensione è nulla ($s_4 = 0 m$); x_c è la distanza tra il centro di rotazione del braccio di sollevamento e l'origine del sistema di riferimento 3 del cilindro dell'attuatore di sollevamento misurata lungo l'asse X della terna di riferimento 1 della base; p_3 è un parametro della funzione.

Nella tabella 2.3 sono riportati i valori di questi parametri.

Il calcolo dell'angolo di inclinazione del braccio β_3 in funzione della corsa s_2 dell'attuatore di sollevamento si può invece fare con la seguente formula

$$\beta_3^{[rad]}(s_2^{[m]}) = B_4 \cdot (s_2)^4 + B_3 \cdot (s_2)^3 + B_2 \cdot (s_2)^2 + B_1 \cdot s_2 + B_0 \quad (2.3)$$

Dove i valori dei parametri B_i sono stati calcolato per via numerica in modo da minimizzare l'errore tra il valore stimato e quello calcolato con le formule che implementano la cinematica completa del meccanismo di sollevamento del braccio (descritta nel paragrafo 2.1.1). I valori ottenuti sono riportati in tabella 2.4.

Considerando l'applicazione di questo modello ai sistemi reali si ha che la corsa s_2 può essere misurata sul cilindro di sollevamento, oppure, in alternativa, è possibile misurare direttamente l'angolo di inclinazione del braccio telescopico (ad esempio con un potenziometro o un encoder) dato che questa è l'effettiva informazione richiesta per il calcolo del baricentro tramite il modello semplificato. Allo stesso modo può essere misurato l'angolo β_6 di inclinazione delle forche,

B_4	B_3	B_2	B_1	B_0
-0.1436	0.5867	-0.8087	1.3455	0.0056

Tabella 2.4: Coefficienti del polinomio che permette di calcolare l'angolo β_3 in funzione della corsa s_2 dell'attuatore di sollevamento per il sollevatore telescopico frontale modello WH714 prodotto da Komatsu.

mentre la corsa s_4 degli sfili del braccio può essere misurata ad esempio con un encoder a filo. Per quanto riguarda la stima del peso del carico è possibile sfruttare la misura della pressione dell'olio nel cilindro di sollevamento richiesta per bilanciare il peso del carico sollevato, mentre la combinazione di questo dato con la misura della pressione nel cilindro di compensazione che regola l'inclinazione delle forche consente di ottenere una stima della posizione del baricentro.

In figura 2.6 è mostrata la stima dell'errore relativo alle coordinate del centro di massa ottenuto confrontando i risultati ottenuti col modello matematico teorico completo rispetto a quelli ottenuti con il modello semplificato descritto dalle equazioni 2.2. L'errore riguardante la stima della posizione del centro di massa complessivo è cioè dato da

$$\Delta G = G_{teorico} - G_{stimato}$$

L'errore relativo alle coordinate del centro di massa X_G e Z_G è mostrato in funzione della posizione dell'attrezzatura, analogamente ai diagrammi di carico forniti dai costruttori di sollevatori telescopici [58, 56][58, 56]. Si può notare che l'errore massimo per X_G è ottenuto per alti valori di s_2 , mentre l'errore massimo per Z_G è ottenuto per bassi valori di s_2 . Inoltre questi valori sono negativi e quindi risultano in favore di sicurezza, infatti la stima della coordinata X_G della macchina è maggiore della reale. Questo aspetto è molto importante in quanto la coordinata X_G ha la maggior influenza sulla stabilità della macchina. L'errore massimo ottenuto è di circa 10mm (relativo a punti ai bordi dello spazio di lavoro possibile), quindi di gran lunga accettabile per lo scopo del lavoro.

L'equazione relativa alla coordinata X_G riportata nella formula 2.2 può ad esempio essere usata per definire lo spazio di lavoro del sollevatore telescopico frontale in funzione del peso del carico M_{carico} e della corsa degli attuatori idraulici di sollevamento ed di estensione s_2 e s_4 . Infatti, considerando che la stabilità statica della macchina è garantita dal rispetto della seguente condizione (espressa rispetto al sistema di riferimento 0)

$$X_{G,0} < X_{lim,0}$$

è possibile ottenere i diagrammi riportati in figura 2.7, che rappresentano, similmente ai diagrammi di carico forniti dai produttori di sollevatori telescopici, lo spazio di lavoro in funzione della massa del carico M_{carico} e della corsa degli attuatori s_2 e s_4 . Le linee verticali rappresentano la posizione limite del carico, posizione oltre alla quale si ha il ribaltamento della macchina.

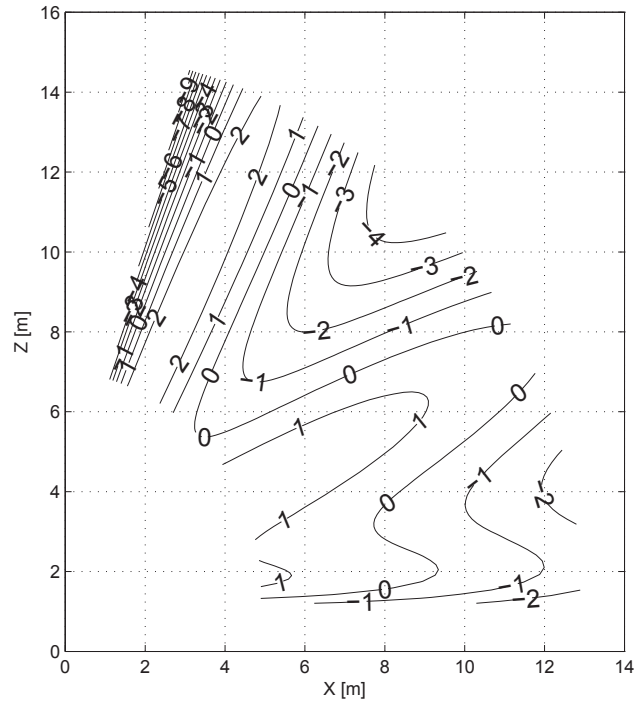
Come già detto nel paragrafo 2.2.1, nel caso dei sollevatori telescopici con torretta girevole il poligono di appoggio è di forma rettangolare (vedi figura 2.9) sia nel caso di staffe stabilizzatrici abbassate che alzate. In questo caso condizione necessaria e sufficiente affinché nessuna delle reazioni vincolari risulti negativa e quindi che si entri in zona di instabilità della macchina, è che il centro di pressione non si esterno al rombo $B_1B_2B_3B_4$ [1].

In questa situazione la stabilità statica della macchina è garantita dal rispetto della condizione

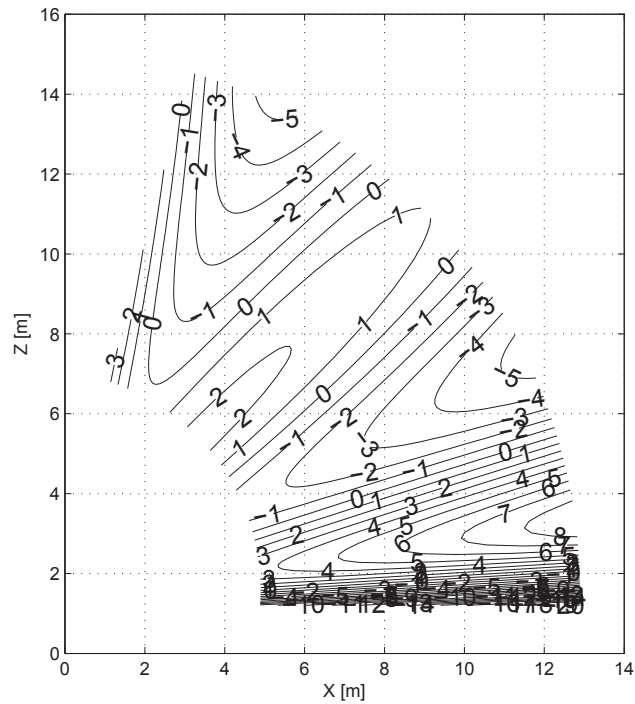
$$X_{G,2} < X_{lim,2}(\gamma)$$

dove $X_{G,2}$ è la coordinata X del baricentro complessivo rispetto al sistema di riferimento 2 (posizionato in corrispondenza dell'asse di rotazione della torretta) e $X_{lim,2}$ è la distanza tra la proiezione dell'origine del sistema di riferimento 2 sul poligono di appoggio e il punto di intersezione tra un lato del rombo e il piano longitudinale del braccio, la cui posizione varia in funzione dell'angolo di rotazione della torretta γ . In questo modo, come fatto per il sollevatore frontale, è possibile ricavare lo spazio di lavoro in funzione della massa del carico M_{carico} , della corsa degli attuatori s_2 e s_4 e dell'angolo di rotazione della torretta γ . In figura 2.8a è rappresentato il diagramma di carico per un angolo di rotazione della torretta pari a 0° , mentre in figura 2.8b per un angolo pari a 90° ³. Le linee verticali rappresentano la posizione limite del carico, posizione oltre alla quale si ha il ribaltamento della macchina. Si può notare che nel caso riportato in figura 2.8b il campo di lavoro è notevolmente ridotto, tanto da presentare una zona in cui non si possa sollevare alcun carico (la massa limite indicata è infatti pari a 0 Kg).

³I valori negativi dell'asse delle ascisse sono dovuti al fatto che la terna di riferimento 2 ha l'asse x orientato dalla parte opposta alla posizione del carico, come si può vedere dalla figura 2.2a.

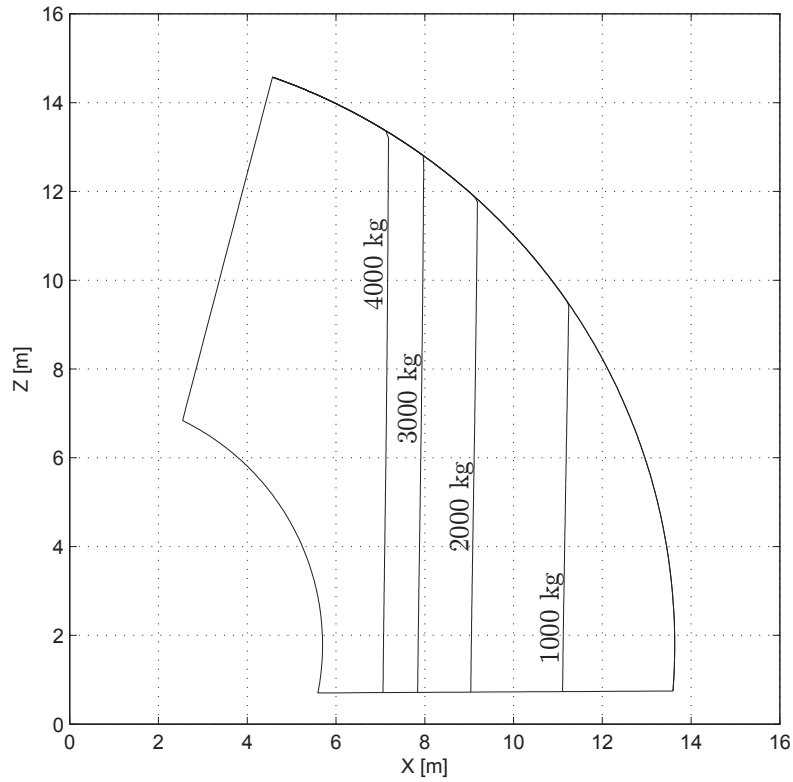


(a) Errore su X_G .

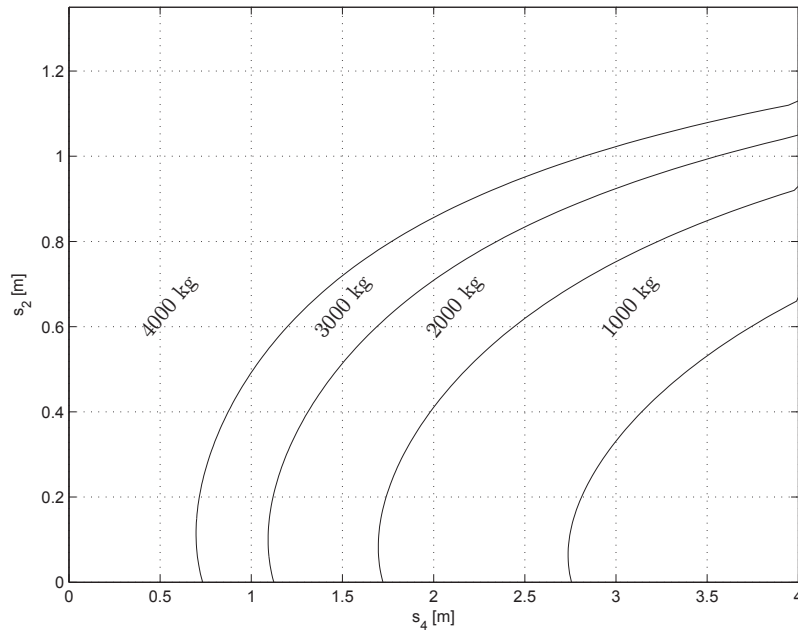


(b) Errore su Z_G .

Figura 2.6: Errore (misurato in mm) su X_G e su Z_G in funzione della posizione dell'attrezzatura con $M_{carico} = 2000\text{ Kg}$ e $\beta_6 = 0^\circ$ per il sollevatore telescopico frontale modello WH714 prodotto da Komatsu..

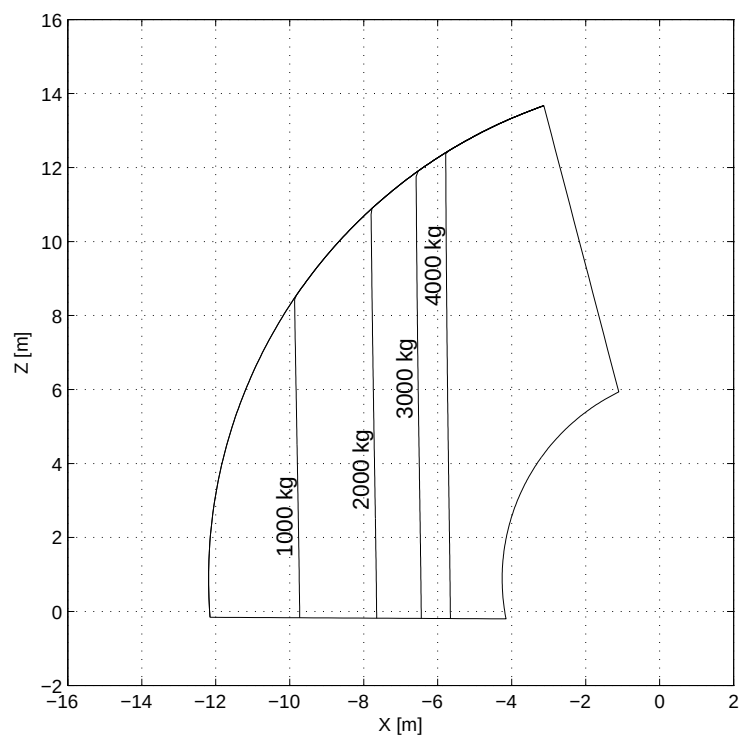


(a) Spazio di lavoro del sollevatore telescopico nel piano XZ del sistema di riferimento assoluto 0 al variare della massa del carico.

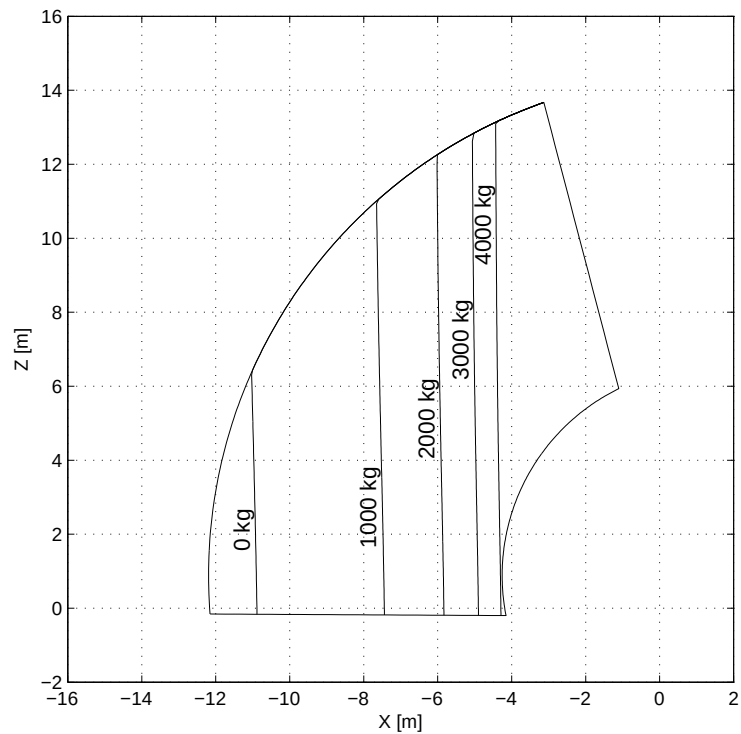


(b) Spazio di lavoro del sollevatore telescopico nel piano s_2, s_4 al variare della massa del carico.

Figura 2.7: Spazio di lavoro del sollevatore telescopico frontale modello WH714 prodotto da Komatsu.



(a) Angolo di rotazione della torretta γ pari a 0° .



(b) Angolo di rotazione della torretta γ pari a 90° .

Figura 2.8: Spazio di lavoro del sollevatore telescopico con torretta girevole nel piano XZ del sistema di riferimento 2, al variare della massa del carico.

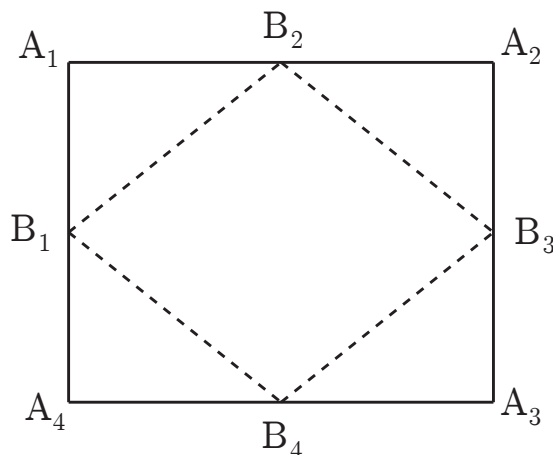


Figura 2.9: Rappresentazione schematica di un poligono di appoggio di un sollevatore telescopico con torretta girevole, i punti A_1 , A_2 , A_3 e A_4 corrispondono ai punti di contatto delle ruote o delle staffe stabilizzatrici col terreno.

2.3.2 Caso dinamico

Per poter sviluppare un sistema di controllo della stabilità che possa essere utilizzabile durante la fase operativa della macchina è necessario definire anche in campo dinamico delle leggi matematiche semplificate che permettano di stimare la posizione del centro di pressione equivalente del mezzo in real-time. Per fare ciò sono stati definiti degli scostamenti Δx e Δy tra le coordinate $X_{G,1}$ e $Y_{G,1}$ del baricentro totale della macchina (calcolato rispetto al sistema di riferimento 1) e il centro di pressione equivalente C_{EQ} . In questo modo è quindi sufficiente stimare la posizione del baricentro complessivo con le equazioni 2.2 e correggerle con i valori degli scostamenti così definiti. Si rimanda a [1] e a [59] per una trattazione più completa di questo caso.

Capitolo 3

Il joystick aptico

Come visto nel paragrafo 1.3, i sollevatori telescopici sono in genere forniti di un joystick, tramite il quale l'operatore comanda il movimento del braccio telescopico. L'inclinazione della leva su due assi regola l'inclinazione delle forche e la corsa dell'attuatore di sollevamento. La corsa degli sfilì è invece comandata tramite un interruttore a scorrimento posto sulla sommità della leva. Poiché scopo di questo lavoro è quello di realizzare e testare un interfaccia con ritorno di forza adatta ad evitare il raggiungimento di situazioni di instabilità, dato che gli attuatori di sollevamento e di estensione sono gli azionamento che partecipano di più a modificare la posizione del baricentro del sistema, si è deciso di comandare tramite l'inclinazione della leva del joystick la corsa di estensione del braccio e la sua inclinazione (l'angolo di inclinazione delle forche è invece calcolato automaticamente in modo che queste siano sempre mantenute orizzontali). In questo modo infatti si riescono a trasmettere all'operatore forze maggiori e una sensibilità maggiore di quella ottenibile agendo su un interruttore a scorrimento.

Per la realizzazione del joystick sono state valutate varie soluzioni costruttive [60], alla fine però si è giunti ad una struttura che comprende un GDL attivo, comandato da un motore elettrico a corrente continua, e un GDL passivo, comandato da un freno on/off che però può anche essere sostituito con un freno proporzionale di tipo idraulico.

Il motore elettrico posto sull'asse attivo consente di generare una ampia varietà di forze, con una larghezza di banda molto elevata, di contro però per ottenere forze elevate è necessario utilizzare azionamenti di grossa taglia e inoltre gli attuatori attivi possono indurre oscillazioni ad alta frequenza che possono portare il sistema in instabilità. L'utilizzo di sistemi passivi permette invece di generare forze maggiori (a parità di dimensione), inoltre poiché questi azionamenti possono solo dissipare energia e non fornirla al sistema, sono intrinsecamente stabili,

		Modello					
		4TH6		4TH6N		4TH5	
N° di GDL azionati		1	2	1	2	1	2
Coppia richiesta [$N \cdot m$]	2 – 3°	0.72	1.43	0.68	1.35	0.68	1.35
	17 – 24°	1.99	3.99	1.46	2.92	1.45	2.90
	20 – 28°	2.93	5.86	2.10	4.19	2.08	4.16

Tabella 3.1: Coppie di azionamento della leva per i joystick della serie 1X prodotti da Bosch Rexroth.

		4TH6	
Centro di applicazione della forza [mm]		210	250
Forza richiesta [N]	2 – 3°	6.85	5.76
	17 – 24°	18.95	15.92
	20 – 28°	27.9	23.44

Tabella 3.2: Forze percepite dall'operatore sulla leva del joystick modello 4TH6 della serie 1X prodotto da Bosch Rexroth.

anche se però questa caratteristica limita il tipo di azioni realizzabili.

Come si è visto nel paragrafo 1.3 i joystick montati sui sollevatori telescopici comandano tramite l'inclinazione della leva la velocità degli attuatori della macchina, mentre il ritorno nella posizione centrale, che corrisponde ad un comando nullo, è garantita da delle molle. L'oscillazione permessa alla leva è variabile a seconda dei modelli e dei produttori, ma in genere si assesta su valori compresi tra i $\pm 20^\circ$ e i $\pm 30^\circ$.

Per quanto riguarda le forze di comando che l'operatore deve esercitare sulla leva si ha che analizzando ad esempio i dati forniti da Bosch Rexroth[61] per la sua serie di joystick 1X, descritta nel paragrafo 1.3.1, è possibile ottenere la tabella 3.1, che riporta le coppie generate sulla leva del joystick dal sistema di centraggio a molla per vari angoli di inclinazione della stessa. Questi valori permettono inoltre di stimare una rigidezza equivalente delle molle di richiamo di circa $0.085 \frac{N \cdot m}{grado}$.

Considerando il movimento lungo un solo asse, essendo la lunghezza totale della leva dei joystick variabile tra 210 e 250 mm a cui corrisponde un centro di applicazione della forza dell'operatore che può essere stimato tra 105 e 125 mm , si ottengono le corrispondenti forze percepite dall'operatore, limitate al joystick modello 4YH6, riportate nella tabella 3.2.

Nel caso del joystick che è stato realizzato presso i nostri laboratori il punto

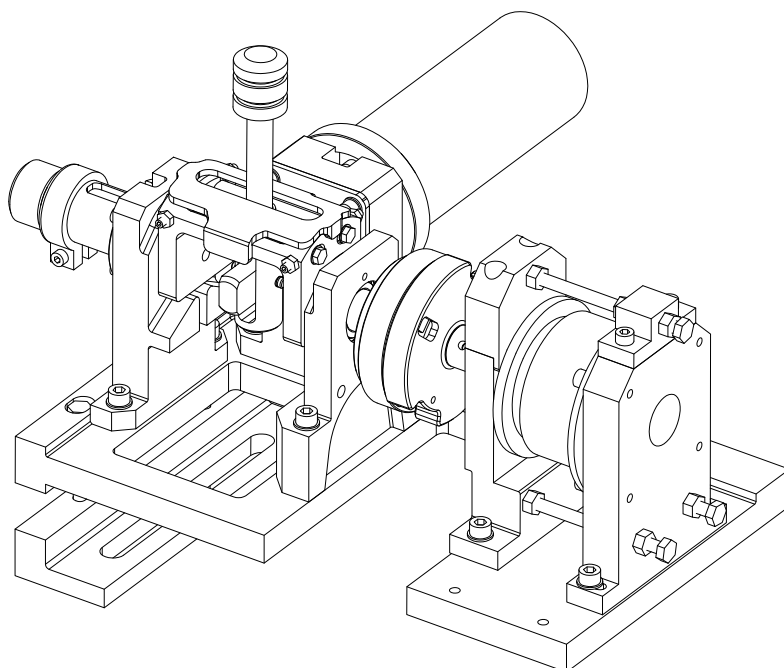
di applicazione della forza dell'operatore dista circa 100 mm dall'asse del motore, quindi la coppia massima che questo dovrebbe erogare per riprodurre le caratteristiche di un joystick reale è compresa tra 2.8 e 2.3 Nm .

3.1 Struttura meccanica

Il joystick che è stato realizzato è mostrato in figura 3.1, questa versione è quella che è stata usata per realizzare i primi test, per i quali è stato utilizzato un freno elettromagnetico on/off come azionamento passivo. Nelle figure 3.2 e 3.3 sono invece mostrate rispettivamente le configurazioni del joystick con il freno proporzionale sull'asse di beccheggio e con il freno proporzionale con interposto un giunto elastico.

Per tutte le configurazioni la parte del meccanismo che si occupa di trasferire le forze generate dagli azionamenti e misurare la posizione della leva impugnata dall'operatore è sempre la stessa, ed è mostrata in figura 3.4. Come si può vedere la leva del joystick (1) è fissata direttamente all'asse del motore DC (2) tramite un accoppiamento di superfici e un perno che consente alla leva di muoversi nella direzione dell'asse del motore. Questo secondo grado di libertà è guidato dall'azionamento passivo montato sul joystick tramite il sistema mostrato in dettaglio in figura 3.5. Sulla leva è inserito un anello (3) di acciaio temprato (che in realtà è l'anello interno di un cuscinetto radiale a rullini) che scorre appoggiandosi su due sbarrette metalliche (4) fissate su un supporto rotante (5) che le mantiene perpendicolari all'asse di rotazione del motore DC, in questo modo si possono quindi disaccoppiare i due GDL associati all'azionamento attivo e a quello passivo. Le due sbarrette di guida sono regolabili tramite le viti (6) e le viti di riscontro (7) in modo da ridurre al minimo i giochi e compensare le eventuali usure del sistema che comunque sono molto limitate dato che il contatto avviene tra superfici in acciaio. Il movimento di beccheggio della leva è limitato dai finecorsa (8), mentre il movimento di rollio dai bordi della cava realizzata sul supporto (4), l'angolo di movimento per entrambi gli assi è limitato a circa $\pm 30^\circ$.

La struttura cinematica del joystick può essere ricondotta al sistema mostrato in figura 3.6, che può essere utilizzato per sviluppare l'analisi cinematica del meccanismo. A tale scopo sono state definite delle terne di riferimento per ciascun componente in base alla notazione di Denavit-Hartenberg [54]. I parametri di Denavit-Hartenberg che descrivono il sistema sono riportati nella tabella 3.3, dove ϑ_1 e ϑ_2' corrispondono ai gradi di libertà del meccanismo.



(a)



(b)

Figura 3.1: In figura 3.1a è riportato il modello CAD del joystick che è stato sviluppato e che monta il freno on/off accoppiato con un giunto elastico come attuatore per il GDL passivo. La figura 3.1b mostra invece il sistema effettivamente utilizzato per condurre i primi test

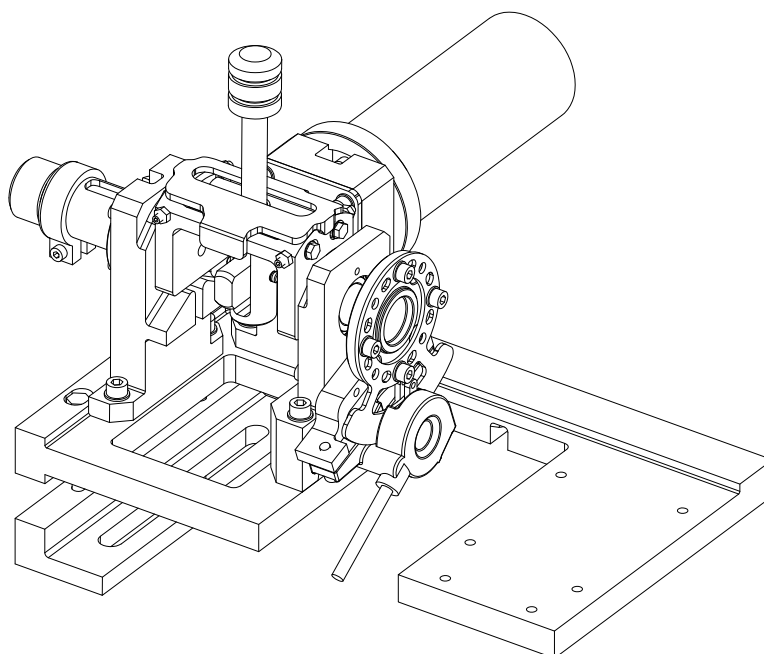


Figura 3.2: Modello CAD del joystick sviluppato per montare il freno idraulico proporzionale.

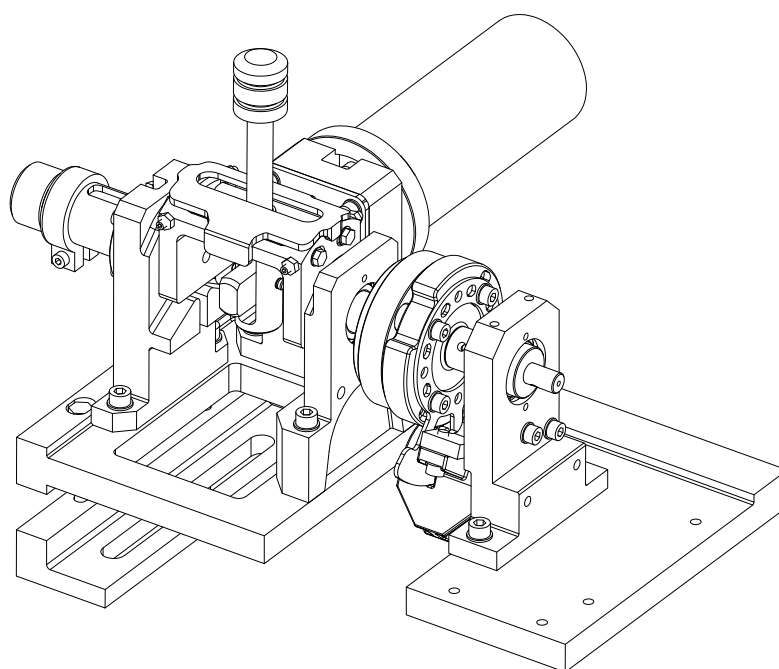


Figura 3.3: Modello CAD del joystick sviluppato per montare il freno idraulico proporzionale accoppiato con il giunto elastico.

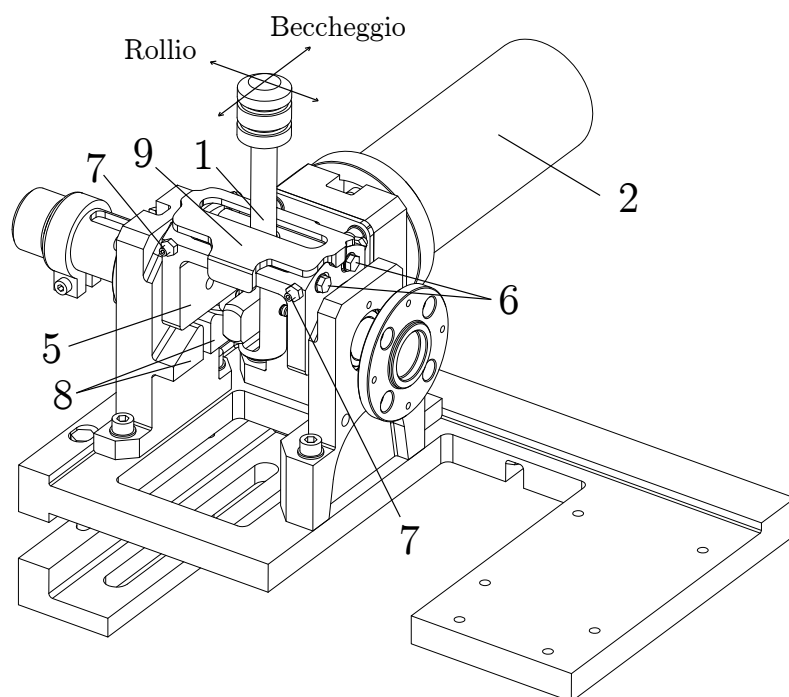


Figura 3.4: Modello CAD del joystick in cui è stata tolta l'azionamento passivo, che può essere sostituito con il freno elettromagnetico on/off o il freno proporzionale idraulico.

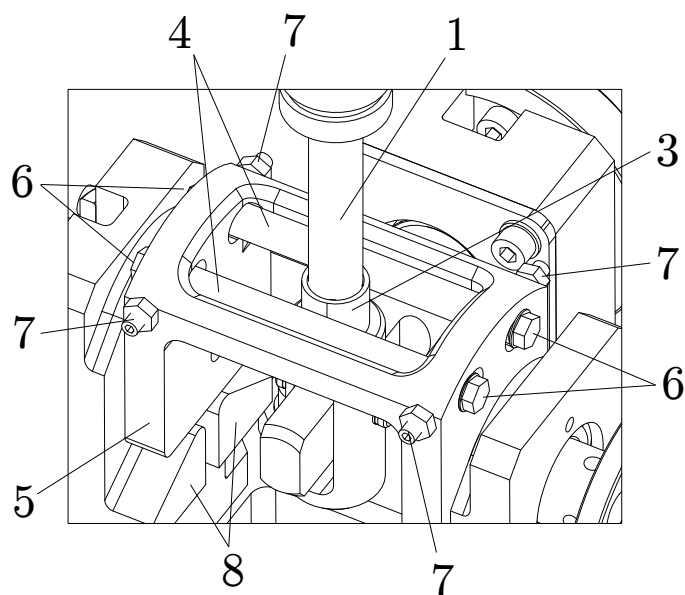


Figura 3.5: Dettaglio che mostra il sistema utilizzato per creare l'accoppiamento della leva del joystick con il grado di libertà passivo (in questa figura è stata tolta la copertura di protezione (9)).

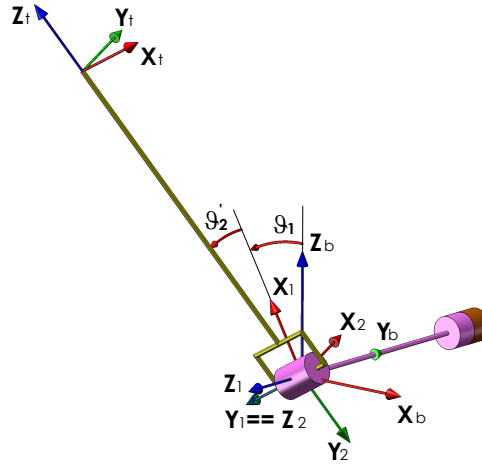


Figura 3.6: Posizione dei sistemi di riferimento locali del modello cinematico della leva del joystick. Gli assi X sono di colore rosso, quelli Y di colore verde mentre gli assi Z sono di colore blu.

$[T_{i,i-1}]$	α_{i-1}	a_{i-1}	d_i	ϑ_i
$[T_{1,b}]$	$\frac{\pi}{2}$	0	$\frac{\pi}{2} + \vartheta_1$	0
$[T_{2,1}]$	$-\frac{\pi}{2}$	0	$\frac{\pi}{2} + \vartheta_2'$	0
$[T_{t,2}]$	$\frac{\pi}{2}$	0	$-\frac{\pi}{2}$	l_1

Tabella 3.3: Tabella dei parametri di Denavit-Hartenberg della leva del joystick.

Sfruttando quindi le matrici di trasformazione definite dai parametri riportati nella tabella 3.3 è possibile ricavare la matrice di trasformazione che lega il sistema di riferimento “t” posizionato all’estremità della leva e il sistema di riferimento di base “b”

$$T_{t,b} = \begin{bmatrix} c(\vartheta_1) & -s(\vartheta_1)s(\vartheta_2') & -s(\vartheta_1)c(\vartheta_2') & -s(\vartheta_1)c(\vartheta_2')l_1 \\ 0 & c(\vartheta_2') & -s(\vartheta_2') & -c(\vartheta_2')l_1 \\ s(\vartheta_1) & c(\vartheta_1)s(\vartheta_2') & c(\vartheta_1)c(\vartheta_2') & c(\vartheta_1)c(\vartheta_2')l_1 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

Per come è stata realizzata la struttura del joystick il potenziometro, che misura l’angolo di beccheggio della leva, non misura l’angolo ϑ_2' , infatti, facendo riferimento alla figura 3.7 tramite questo sensore si misura l’angolo ϑ_2 e non l’angolo ϑ_2' . E’ quindi necessario ricavare la relazione tra questi due angoli se si vuole risalire all’effettiva rotazione della leva rispetto all’asse del motore. Considerando i triangoli $\triangle OAB$ e $\triangle OA'B'$ della figura 3.7 è possibile scrivere la relazione

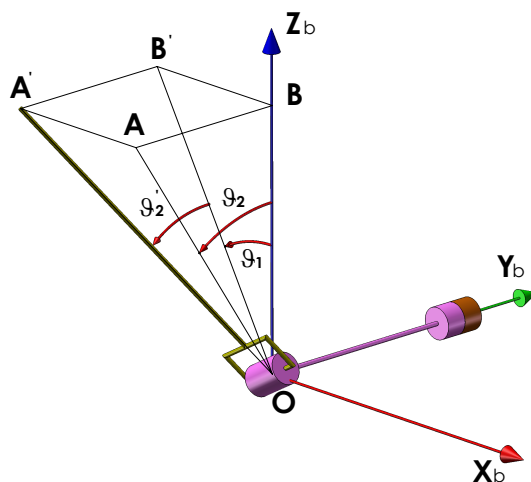


Figura 3.7: Angoli di rotazione della leva del joystick.

$$\frac{A'B'}{B'O} = \frac{A'B'}{BO} \cos(\vartheta_1) = \frac{AB}{BO} \cos(\vartheta_1)$$

da cui si può quindi ricavare la formula per risalire dall'angolo misurato con il potenziometro all'angolo effettivo di inclinazione della leva

$$\tan(\vartheta'_2) = \tan(\vartheta_2) \cdot \cos(\vartheta_1)$$

In figura 3.8 è riportato come varia l'errore $|\vartheta'_2 - \vartheta_2|$ in funzione degli angoli ϑ_1 e ϑ_2 . Si può vedere che l'errore massimo si ha per $\vartheta_1 = \pm 30^\circ$ e $\vartheta_2 = \pm 30^\circ$ e vale circa l'11% di ϑ_2 .

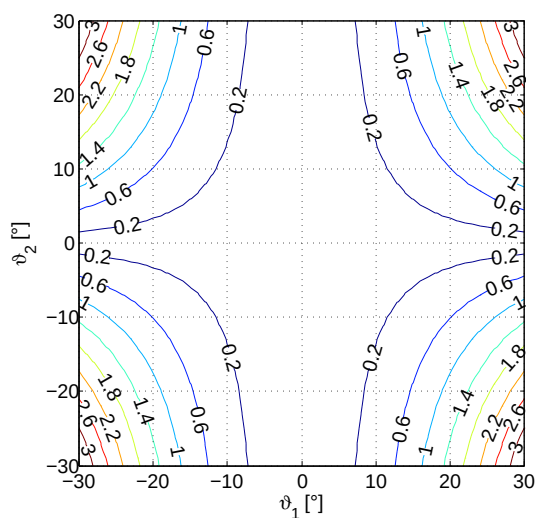


Figura 3.8: Andamento del valore assoluto della differenza $|\vartheta'_2 - \vartheta_2|$ in funzione degli angoli ϑ_1 e ϑ_2 .

3.2 Grado di libertà attivo

Tramite dei test preliminari si è visto che l'operatore per raggiungere un certo target è solito prima agire sull'attuatore di sollevamento per dirigere il braccio nella direzione del bersaglio e poi agire sul comando di estensione per completare la manovra. Il movimento più critico nei confronti della stabilità del sistema risulta quindi essere quello di estensione perché è quello maggiormente coinvolto nel raggiungimento della posizione finale. Poiché un azionamento attivo consente di generare un più ampio spettro di sollecitazioni rispetto ad uno passivo, si è quindi preferito assegnare il relativo grado di libertà al comando più influente sulla stabilità della macchina, cioè il comando di estensione..

In un joystick aptico la presenza di riduttori, pulegge e chiavette come elementi di collegamento tra gli attuatori e l'elemento di comando impugnato dall'operatore genera backlash, attriti e inoltre un forte aumento dell'inerzia percepita, dato che l'inerzia dell'azionamento viene moltiplicata per n^2 (dove n indica il rapporto di riduzione). Nei joystick commerciali di tipo elettronico i rapporti di riduzione variano da 4 a 7 [60] e quindi l'inerzia del motore percepita dall'operatore risulta da 16 a quasi 50 volte maggiore. Questo comporta quindi che, per quanto la leva sia snella, l'inerzia percepita risulterà necessariamente elevata e inoltre la presenza di giochi causa un crollo della banda passante del sistema anche alle basse frequenza (attorno a $15 \approx 30 \text{ Hz}$, essendo la soglia della sensibilità cinetico-percettiva della mano umana di circa compresa tra 20 Hz e 30 Hz [38]). Per questi motivi, si è quindi deciso di scegliere un approccio che prevedesse l'impiego di motori in presa diretta, escludendo l'uso di riduttori, anche se questi consentirebbero di ridurre le dimensioni ed i costi del sistema perché permetterebbero l'impiego di motori di prestazioni inferiori in termini di coppia erogabile.

Allo scopo di contenere i costi si è deciso di scegliere un motore a corrente continua, i cui parametri caratteristici sono riportati nella tabella 3.4. Come si può vedere sia la coppia continua che quella massima sono inferiori al valore fornito dai joystick montati in genere su queste macchine (come riportato nella tabella 3.1), data però la possibilità di utilizzare il motore anche in condizioni di sovraccarico (seppure per tempi limitati) e dato che non si vuole sottoporre l'operatore a forze troppo elevate per non affaticarlo eccessivamente, è stata ritenuta sufficiente la forza massima erogabile calcolata in base ai dati forniti dal costruttore, che risulta essere pari a circa 14.5 N a 100 mm dall'asse del motore.

Il produttore fornisce inoltre questo motore con un encoder incrementale, le cui caratteristiche sono riportate in tabella 3.5, che è utilizzato per misurare la

Coppia di stallo continua $[N \cdot m]$	0.40
Coppia di picco $[N \cdot m]$	1.44
Massima corrente continua $[A]$	4.7
Massima corrente di picco $[A]$	16.7
Tensione massima ai terminali $[V]$	60
Velocità massima $[RPM]$	6000
Momento di inerzia del rotore $[Kg \cdot m^2]$	$5.3 \cdot 10^{-5}$
Massa del motore $[Kg]$	1.6
Costante di coppia - K_T $[\frac{N \cdot m}{A}]$	0.086
Costante di tensione - K_V $[\frac{V}{krPM}]$	9
Resistenza ai terminali $[\Omega]$	1.5
Induttanza ai terminali $[mH]$	2.4

Tabella 3.4: Caratteristiche del motore in corrente continua modello M-543-0900- 0808-03-MBU prodotto da MAE.

rotazione della leva relativamente al GDL comandato dal motore.

Il controllo del motore è fatto attraverso un driver prodotto da Advanced Motion Controls, le cui caratteristiche sono riportate nella tabella 3.6. Questo driver si occupa di eseguire sul motore un loop di controllo di corrente, il cui valore di riferimento viene inviato dallo schema di controllo tramite un segnale di tensione variabile tra $\pm 10 V$.

Diametro esterno $[mm]$	40
Tipo di fissaggio	albero cavo
Velocità di rotazione massima $[rpm]$	12000
Risoluzione $[\frac{steps}{giro}]$	2000



Tabella 3.5: Caratteristiche dell'encoder incrementale modello BHK 16.05A2000-18-5 prodotto da Baumer Electric.

Tensione di alimentazione [V]	20 – 80
Massima corrente continua [A]	± 12.5
Massima corrente di picco per 2 s [A]	± 25
Frequenza modulazione segnale PWM [kHz]	22
Massima dissipazione di calore [W]	50
Modalità di controllo	<i>Corrente tensione velocità</i>



Tabella 3.6: Caratteristiche del driver per motori DC a spazzole modello 25A8 prodotto da Advanced Motion Controls.

3.3 Grado di libertà passivo

Il secondo grado di libertà del joystick è governato da un azionamento passivo ed è stato associato al comando dell'attuatore di sollevamento. La struttura del joystick è stata realizzata in modo da poter montare su questo asse sia un freno ad azione discreta, on/off, sia un freno proporzionale che permettesse quindi di modulare la forza frenante esercita sulla mano dell'operatore. L'angolo di inclinazione della leva su questo asse è misurato tramite un potenziometro rotativo di precisione in plastica conduttiva da $10_k\Omega$ monogiro fissato al supporto rotante (4) di figura 3.1a. Il collegamento tra il potenziometro e il supporto rotante è realizzato tramite un giunto elastico che permette di compensare eventuali disallineamenti e rotazioni dovuti alle tolleranze di realizzazione dei diversi componenti, evitando che si scarichino forze eccessive sul perno di rotazione del potenziometro che ne pregiudicherebbero la durata.

3.3.1 Freno on/off

Per realizzare il GDL passivo con azione on/off si è scelto di usare un freno elettromagnetico a molla ad azione inversa, in particolare il modello M.1705-2421 della Inertia Dynamics [62]. In questa tipologia di freni la forza di frenatura viene esercitata da una serie di molle e neutralizzata dalla forza del campo magnetico generata da una bobina; questa soluzione genera quindi una coppia frenante anche in assenza di alimentazione. In figura 3.9 è rappresentato lo schema costruttivo

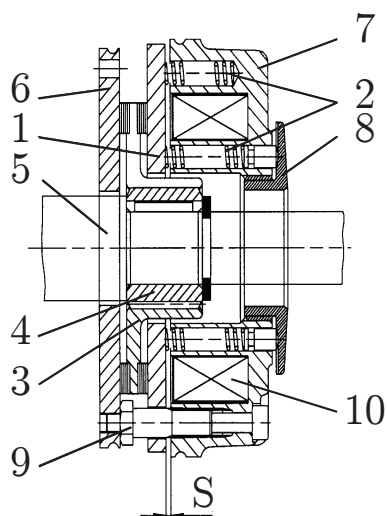


Figura 3.9: Schema costruttivo del freno elettromagnetico modello M.1705-2421 della Inertia Dynamics.

di un freno di questo tipo, come si può vedere sull'albero (5) è fissato il mozzo (4), su cui può scorrere in senso assiale il rotore (3) del freno. Durante la fase di frenatura il rotore viene compresso tra la flangia di frenatura (6) e il disco di spinta (1) tramite le molle (2). Quando il freno è in questa condizione, viene a crearsi un gioco (S) tra la piastra di spinta (1) e lo statore (7). Per sbloccare il freno occorre alimentare la bobina (10), posta nello statore (7), con una tensione in corrente continua. Il campo magnetico generato dalla bobina (10) attrae il disco di spinta (1) verso lo statore (7), liberando il rotore (3).

In tabella 3.7 sono riportati i dati caratteristici di questo freno. Come si può vedere la coppia nominale, se confrontata con le coppie massime esercitate dai joystick commerciali riportate nella tabella 3.1, è più che adeguata per questa applicazione.

Uno dei problemi di questa tipologia di freni deriva però dai tempi di eccitazione\diseccitazione della bobina relativamente lunghi, che comportano dei ritardi notevoli (per il tipo di applicazione qui considerata), dato anche lo spazio di lavoro molto contenuto della leva del joystick. Utilizzando infatti un sistema classico comando costituito da un relè e un diodo per la limitazione delle sovratensioni che si generano al momento dell'interruzione della corrente, si hanno dei tempi di azionamento che permettono all'operatore di percorrere ancora $20 - 30^\circ$ (in funzione della velocità di movimento della leva) rispetto alla posizione di arresto voluta prima che il freno entri in azione. Per questo motivo sono stati realizzati gli schemi di comando descritti nel paragrafo 4.1

Diametro corpo	88.90 mm
Lunghezza totale	53.09 mm
Coppia nominale	3.95 Nm
Corrente nominale	0.39 A
Tensione di esercizio	24 V _{DC}
Inerzia	0.2458 kg · cm ²
Resistenza bobina	61 Ω

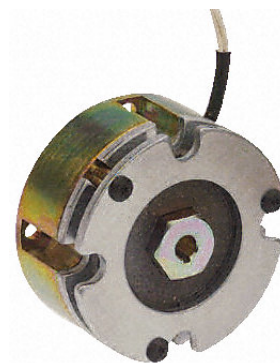


Tabella 3.7: Parametri caratteristici del freno elettromagnetico M.1705-2421 della Inertia Dynamics.

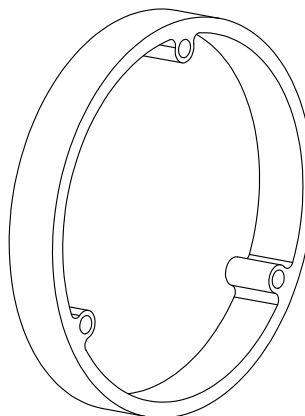
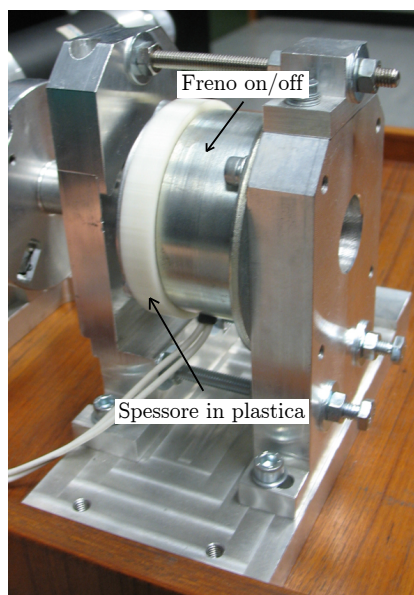


Figura 3.10: Spessore in plastica realizzato per minimizzare la distanza tra rotore, flangia di frenatura e piastra di spinta.

Allo scopo di ridurre al minimo il tempo di azionamento sono stati inoltre sostituiti i distanziali tra la flangia di frenatura e lo statore con un componente realizzato appositamente in plastica, mostrato in figura 3.10, che consentisse inoltre di evitare l'ingresso di particelle estranee tra il rotore e le superfici di frenatura. Lo spessore di questo componente è stato quindi regolato in modo che il

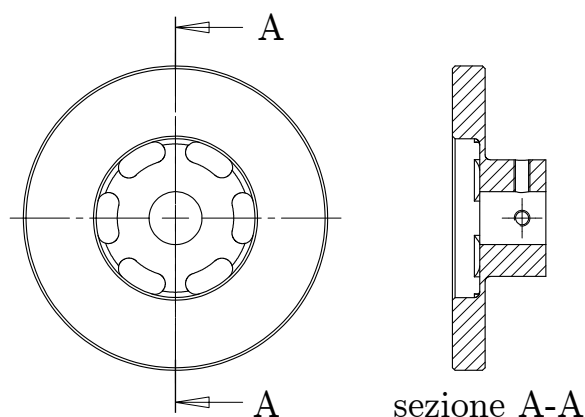


Figura 3.11: Nuovo rotore realizzato per ridurre i giochi presenti nella struttura standard del freno elettromagnetico.

rotore potesse muoversi liberamente quando il freno è attivato, mantenendo però il minor gap possibile tra rotore e pista di spinta.

Un'ulteriore modifica che è stata fatta è stata quella di sostituire il rotore fornito di serie con uno realizzato in alluminio (vedi figura 3.11) allo scopo di ridurre il gioco dell'albero su cui è montato il freno. In condizioni standard infatti il rotore è fissato all'albero comandato dal freno tramite un mozzo, sul quale può scorrere liberamente in modo assiale, ma non può ruotare data la forma esagonale dell'accoppiamento. Tale accoppiamento ha però dei giochi troppo elevati per il tipo di applicazione pensata per questo freno, che infatti avrebbe reso una sensazione non confortevole all'utente in quanto la leva del joystick avrebbe comunque avuto la possibilità di compiere piccoli movimenti anche con il freno bloccato. Il nuovo rotore va a fissare direttamente il rotore all'albero comandato dal freno, annullando quindi i giochi, mentre lascia il rotore libero di compiere piccoli spostamenti in direzione assiale allo scopo di adattarsi all'accoppiamento tra il disco di spinta e la flangia di frenatura senza strisciare continuamente sulla seconda. Questo comportamento è stato ottenuto realizzando delle gole di scarico tra rotore e mozzo di collegamento, abbastanza robuste da sopportare la coppia di frenatura imposta, ma anche sufficientemente flessibili da consentire piccole deformazioni in senso assiale.

Utilizzando un dinamometro si è verificato che il freno con questo nuovo rotore esercita una coppia frenante massima di circa $4 \text{ N} \cdot \text{m}$, considerando una singola aletta si ha che questa, nella sezione più sollecitata, deve resistere ad una forza di taglio pari a

$$F_{max} = \frac{C_{max}}{6 \cdot r} = \frac{4}{6 \cdot \frac{0.026}{2}} = 51 \text{ N}$$

Poiché la sezione resistente delle alette ha spessore $b = 1 \text{ mm}$ e lunghezza $h = 3.94 \text{ mm}$ si può ricavare che la sollecitazione di taglio massima è pari a

$$\tau_{max} = \frac{3}{2} \cdot \frac{F_{max}}{b \cdot h} = \frac{3}{2} \cdot \frac{51}{0.001 \cdot 0.00394} = 20 \text{ MPa}$$

Quindi considerando la tensione equivalente calcolata secondo il criterio di Guest si ha

$$\delta_{EQ} = \sqrt{4 \cdot \tau_{max}^2} = \sqrt{4 \cdot (20 \cdot 10^6)^2} = 40 \text{ MPa}$$

essendo la tensione di snervamento dell'alluminio pari a $\delta_{s,Al} = 240 \text{ MPa}$ si può quindi calcolare il coefficiente di sicurezza con cui viene trasmessa la coppia frenante, che risulta essere pari a $v = \frac{\delta_{s,Al}}{\delta_{EQ}} = \frac{240}{40} = 6$.

Giunto elastico

Poiché i freni elettromagnetici esercitano un'azione che può essere solo di tipo on-off, tra la leva del joystick e il freno è stato interposto un elemento elastico, che consente un certo grado di movimento alla leva anche con il freno bloccato. Questa soluzione inoltre permette di immagazzinare negli elementi elastici e poi restituire all'operatore, parte dell'energia che questi ha speso per muovere la leva. Il giunto elastico permette inoltre di simulare il comportamento del joystick utilizzato comunemente sui sollevatori telescopici se il freno viene bloccato in modo che in assenza di un azione esterna la leva rimanga verticale. Le molle che sono state utilizzate per la realizzazione del giunto elastico, mostrato in figura 3.12, sono di tipo lineare a compressione.

Il giunto è costituito da due dischi, uno fissato alla leva del joystick denominato "disco mobile" (5), mentre l'altro fissato al mozzo del freno e detto "disco fisso" (1). Il disco mobile presenta due denti che vengono inseriti in due cave realizzate nel disco fisso. In queste cave sono alloggiare quattro molle lineari a compressione (2), che risultano essere compresse in quanto le loro azioni si bilanciano a vicenda. La loro lunghezza è scelta in modo tale che eseguendo una rotazione di $\pm 30^\circ$ (pari alla rotazione massima permessa alla leva del joystick dai finecorsa) permane sempre un livello minimo di precompressione, in modo quindi che le loro estremità rimangano sempre in contatto con la cava realizzata sul disco fisso da un lato e il dente ricavato sul disco mobile dall'altro. In questo modo si realizza infatti un

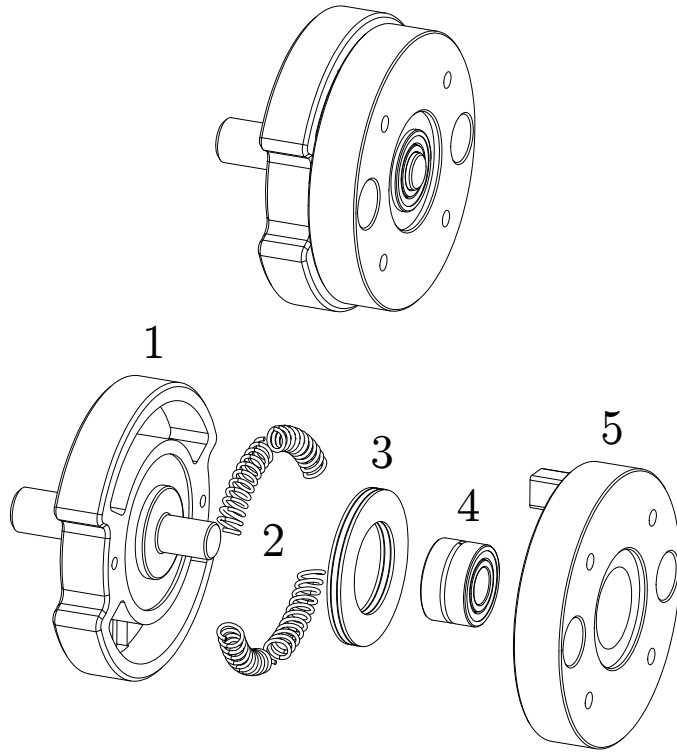


Figura 3.12: Giunto elastico (disco fisso (1), molle (2), cuscinetto assiale a rullini (3), cuscinetto radiale a rullini (4), disco mobile (5)).

accoppiamento di 4 molle in parallelo (due a due) che consente di ottenere la situazione riportata nel grafico di figura 3.13.

Considerando la rigidità equivalente di un joystick commerciale, che si è visto essere pari a circa $0.085 \frac{N \cdot m}{grado}$, poiché il diametro di azione delle 4 molle è di 60 mm si può ricavare la rigidità lineare che devono avere queste molle sapendo che vale l'uguaglianza

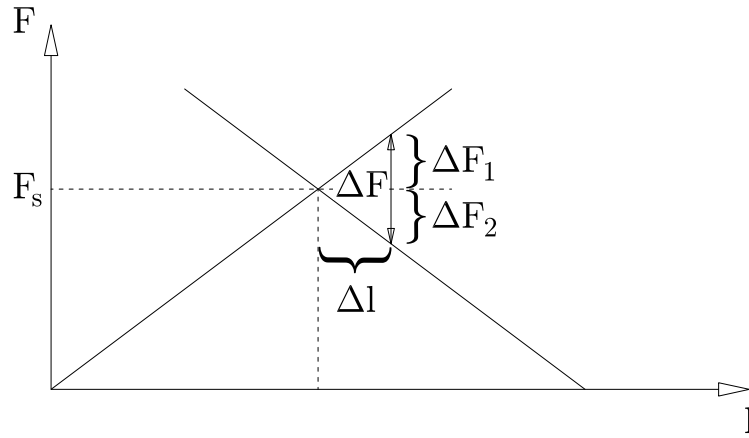
$$K_{EQ,rot} \cdot \Delta\alpha^{[^\circ]} = \left(K_{EQ,lin} \cdot \Delta\alpha^{[rad]} \cdot \frac{D}{2} \right) \cdot \frac{D}{2} = \left(4 \cdot K_{lin} \cdot \Delta\alpha^{[^\circ]} \cdot \frac{\pi}{180} \cdot \frac{D}{2} \right) \cdot \frac{D}{2}$$

da cui, semplificando, si ottiene

$$K_{EQ,rot} = K_{lin} \cdot \frac{\pi}{180} \cdot D^2$$

Risulta quindi possibile ricavare la rigidità che devono avere le molle lineari per ottenere una rigidità torsionale uguale a quella trovata per i joystick commerciali

$$K_{lin} = \frac{180 \cdot K_{EQ,rot}}{\pi \cdot D^2} = \frac{180 \cdot 0.085}{\pi \cdot (0.06)^2} = 1350 \frac{N}{m}$$



$$k_{EQ} = \frac{\Delta F}{\Delta l} = \frac{\Delta F_1 + \Delta F_2}{\Delta l} = \frac{\Delta F_1}{\Delta l} + \frac{\Delta F_2}{\Delta l} = k_1 + k_2 = 2 \cdot k$$

Figura 3.13: Rigidezza equivalente di due molle contrapposte di rigidezza k precaricate con forza F_s .

Le caratteristiche delle molle che sono state effettivamente utilizzate nel giunto elastico sono riportate nella tabella 3.8.

Quando il freno è alimentato, il disco fisso è libero di seguire il disco mobile dato che il freno è sbloccato (in realtà ci sono dei ritardi dovuti all'accoppiamento massa - molla realizzato dal giunto elastico, data però l'esigua massa dei componenti e la presenza di attriti non completamente trascurabili, tali ritardi sono del tutto impercettibili, se non assenti). Quando l'alimentazione del freno viene cessata il disco fisso viene bloccato, quindi muovendo la leva del joystick si vanno a deformare le molle (per come è realizzato il sistema due si comprimono ulteriormente mentre due si estendono) che esercitano quindi sulla mano dell'operatore una forza resistente proporzionale all'angolo di rotazione della leva.

Allo scopo di garantire un corretto allineamento dei due dischi e un assemblaggio robusto è stato usato un cuscinetto a rullini per realizzare il grado di rotazione tra i due dischi, accoppiato con un cuscinetto assiale, sempre a rullini, interposto tra i due dischi.

Sul disco fisso sono state ricavate due scanalature passanti, visibili in figura 3.14a, che consentono di eseguire l'assemblaggio del giunto in modo facilitato. Tramite l'attrezzo di inserimento riportato in figura 3.14b è infatti possibile inserire le 4 molle all'interno delle due scanalature realizzate sul disco fisso facendo in modo che da un lato si appoggino alla cava realizzata sul disco fisso, mentre

Diametro esterno [mm]	D_0	12.19
Diametro filo [mm]	d	1.14
Lunghezza a pacco [mm]	Sh	14.5
Lunghezza libera [mm]	L_0	57.1
Lunghezza minima di lavoro [mm]	L_1	26.9
Carico alla lunghezza L_1 [N]	P_1	40.92
Carico di flessione unitaria [$\frac{N}{mm}$]	R	1.29

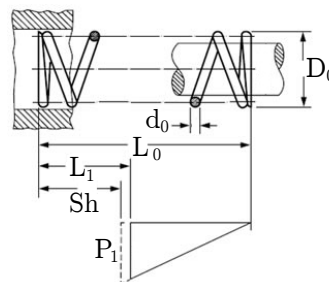
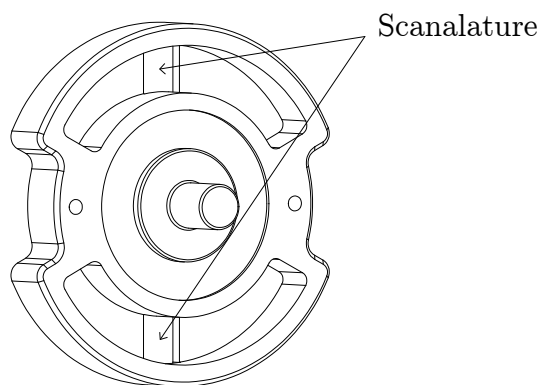
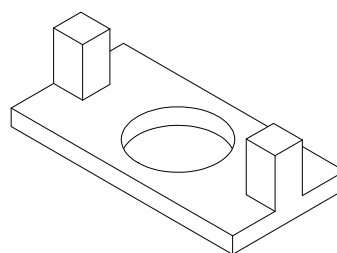


Tabella 3.8: Caratteristiche delle molle codice numero C04800452250M prodotte da MeterSprings [63] utilizzate nel giunto elastico posto sull’asse passivo del joystick.

dall’altro alla superficie del dente ricavato sull’attrezzo di inserimento. Per realizzare l’accoppiamento con il disco mobile è quindi poi sufficiente allineare i centri dei due dischi, e quindi spingere il disco mobile contro quello fisso in modo che i denti del disco fisso spingano fuori l’attrezzo di inserimento, mentre al contempo ricevono sui fianchi l’appoggio delle 4 molle.



(a) Scanalature realizzate sul disco fisso.



(b) Attrezzatura per il montaggio delle molle nel giunto elastico.

Figura 3.14: Sistema utilizzato per l’assemblaggio del giunto elastico.

Per ridurre l’attrito le molle sono abbondantemente lubrificate con del grasso in pasta normalmente utilizzato per lubrificare le catene di trasmissione (si utilizza in particolare il grasso per catene con o-ring “Outboard Grease” prodotto da Bardhal [64])

3.3.2 Freno proporzionale

A differenza del freno elettromagnetico, il freno oleodinamico che è possibile montare come alternativa permette di modulare la coppia resistente applicata alle leva del joystick. In particolare è stato impiegato un freno normalmente utilizzato sulle biciclette perché esso consente di coniugare compattezza, rapidità di risposta, economicità ed affidabilità. La scelta è caduta in particolare sul freno a disco Julie 2008 prodotto da Magura (mostrato in figura 3.15), che, oltre ad essere molto compatto, realizza la forza frenante tramite un doppio pistone contrapposto che evita di scaricare eccessive forze assiali sull' disco del freno, come invece accadrebbe con i freni a pinza flottante. L'azione di frenatura è realizzata agendo sulla leva di comando tramite il meccanismo descritto nel paragrafo 4.2.

Il disco freno fornito da Magura ha un diametro di 180 *mm*, quindi eccessivamente grande per poter essere applicato alla struttura del joystick. Per questo motivo è stato necessario realizzare, tramite taglio laser, un disco freno di dimensioni ridotte, mostrato in figura 3.16. Allo scopo di ridurre le masse in movimento, e quindi l'inerzia percepita dall'operatore, questo disco è stato ricavato limitando la corona circolare al solo tratto interessato dall'azione della pinza del freno,



Figura 3.15: Freno modello Julie prodotto da Magura, in figura sono visibili sia la pompa dell'olio azionata dalla mano del ciclista, sia la pinza dei freni che esercita la coppia frenante sul disco collegato alla ruota.

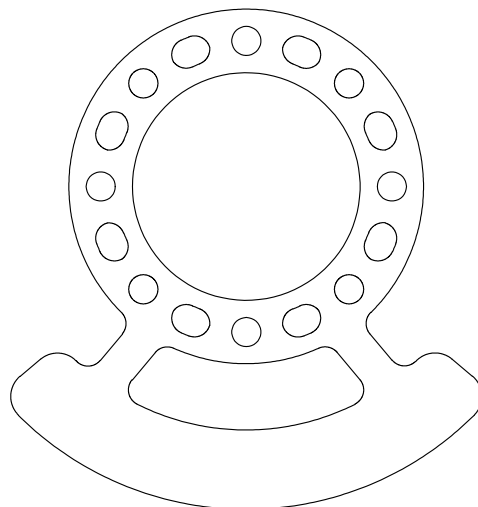


Figura 3.16: Disco freno realizzato per poter applicare al joystick la pinza freno prodotta da Magura .

ottenendo quindi solo un settore di corona circolare di 100° dato che l'angolo di inclinazione permesso alla leva del joystick dai finecorsa è limitato.

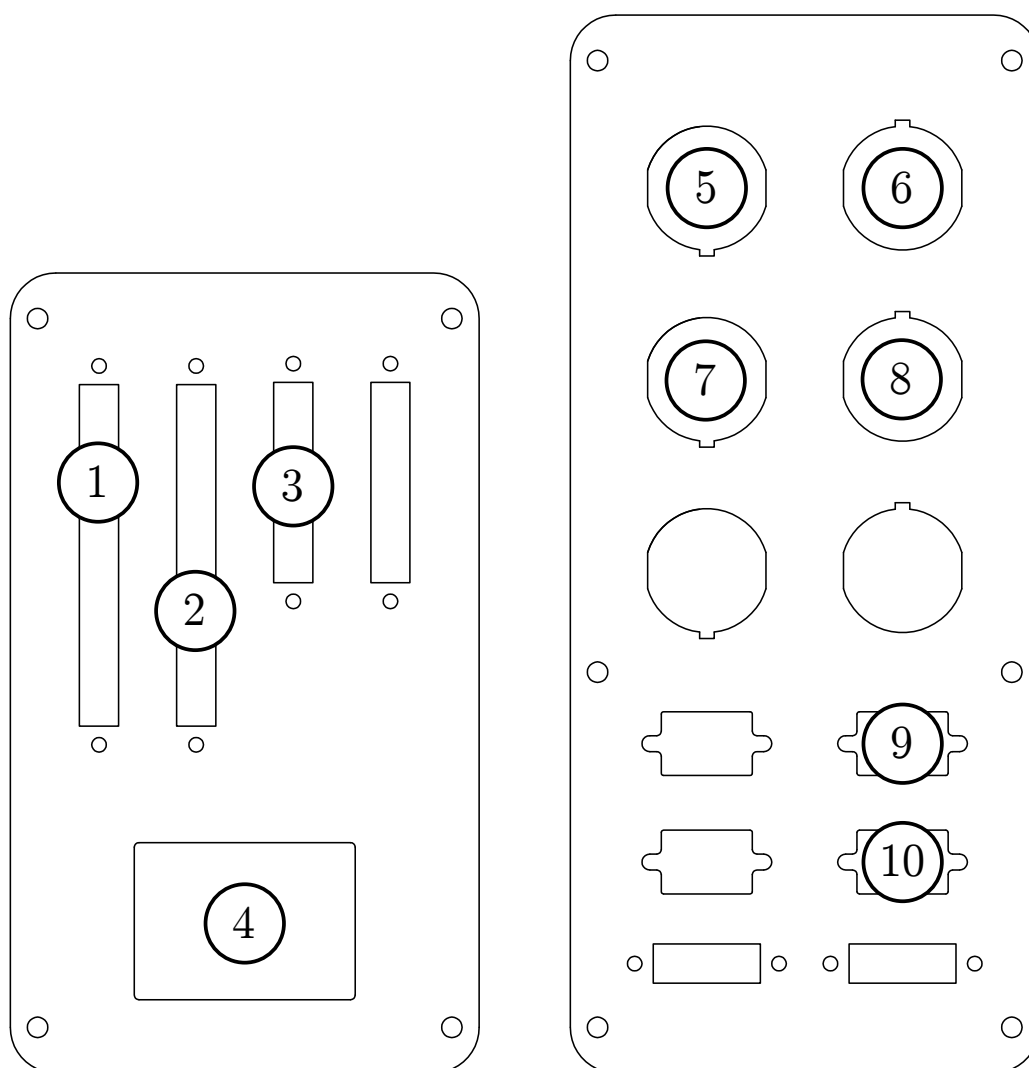
3.4 Quadro elettrico

Per alloggiare gli alimentatori, gli interruttori, la scheda di collegamento e realizzare i vari collegamenti è stato assemblato un quadro elettrico inserito in un armadio modello Monaco prodotto da Hager di dimensioni $500 \times 400 \times 160$. Sul pannello frontale è presente l'interruttore generale, affiancato dalla luce che segnala l'accensione del sistema (di colore verde) e quella che indica la pressione dell'interruttore di emergenza (di colore rosso). In figura 3.17 sono invece riportate le connessioni presenti ai lati del quadro.

3.4.1 Alimentatori

Gli alimentatori che sono stati inseriti nel quadro sono di tipo stabilizzato per le tensioni di $12 V_{DC}$ e $24 V_{DC}$ (le cui caratteristiche sono riportate rispettivamente nelle tabelle 3.9 e 3.10) mentre la tensione alternata di $70 V_{AC}$ per la scheda di comando del freno elettromagnetico (descritta nel paragrafo 4.1), è generata tramite un trasformatore toroidale di $300 W$ di potenza.

Come sicurezza per l'operatore l'alimentazione principale è protetta da un interruttore magnetotermico differenziale modello ADC806H prodotto da Hager



1. Porte digitali Sensoray 626
2. Porte analogiche Sensoray 626
3. Porte encoder 4 - 6 Sensoray 626
4. Alimentazione principale 220 V_{AC}
5. Motore corrente continua

6. Freno elettromagnetico azionato tramite relè
7. Pulsante di emergenza
8. Freno elettromagnetico azionato tramite scheda di comando
9. Potenzimetro misura rotazione asse di rollio
10. Encoder misura rotazione asse di beccheggio

Figura 3.17: Schema delle connessioni realizzate sui fianchi del quadro elettrico.

Tensione ingresso [V_{AC}]	120 – 230
Corrente di picco all'accensione [A]	< 5
Tensione uscita [V_{DC}]	12
Corrente massima in uscita [A]	2.16
Corrente continua in uscita [A]	1.2



Tabella 3.9: Caratteristiche dell'alimentatore modello XCSD15B prodotto da Cabur.

Tensione ingresso [V_{AC}]	120 – 230
Corrente di picco all'accensione [A]	< 20
Tensione uscita [V_{DC}]	24
Corrente massima in uscita [A]	8
Corrente continua in uscita [A]	6



Tabella 3.10: Caratteristiche dell'alimentatore modello XCSF5 prodotto da Cabur.

Italia che consente una corrente di dispersione massima di 30 mA e una corrente di sovraccarico massima di 6 A.

3.4.2 Scheda di acquisizione

Per poter controllare il joystick utilizzando l'ambiente di sviluppo Simulink è stata montata su un computer una scheda multifunzione Sensoray modello 626 che permette di acquisire le informazioni fornite dai trasduttori montati sul joystick e comandare i relativi azionamenti. Nella tabella 3.11 sono indicate le caratteristiche di questa scheda.

Per poter collegare in modo agevole la scheda al resto dei componenti è stata realizzata un'ulteriore scheda di interfaccia il cui schema funzionale è riportato

Interfaccia PC	PCI, 32 bit, 33 MHz
Convertitori ADC	
Numero di canali	16
Resistenza di ingresso [$M\Omega$]	100
Risoluzione [$bits$]	16
Range input [V]	± 5 , ± 10
Convertitori DAC	
Numero di canali	4
Resistenza di uscita [Ω]	87
Risoluzione [$bits$]	14
Range output [V]	± 10
Input/Output digitali	
Numero di canali	48
Tensione di uscita [V]	$0 \rightarrow 5$
Massima corrente di sink [mA]	100
Encoder	
Numero di canali	6
Contatore [$bits$]	24
Moltiplicatore di quadratura	x1, x2, x4

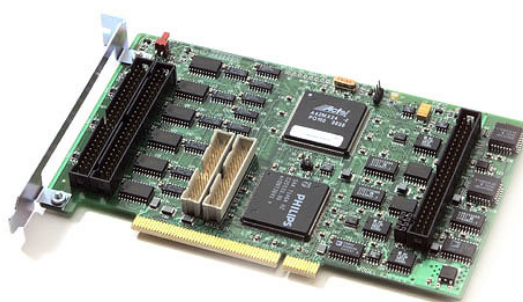


Tabella 3.11: Caratteristiche della scheda multifunzione Sensoray modello 626.

in figura 3.18, mentre in figura 3.19 è mostrata la disposizione delle connessioni disponibili. Come si può vedere la scheda è alimentata da una tensione di $12 V_{DC}$, essa infatti non si occupa solo di smistare i vari segnali da e per la scheda di acquisizione, ma assolve anche varie altre sottofunzioni, elencate qui di seguito.

Gestione potenziometri

Sono stati integrati sulla scheda 4 connettori che consentono di gestire fino a 4 diversi potenziometri, alimentati con una tensione di $+10 V_{DC}$ generati tramite un convertitore collegato alla tensione di alimentazione della scheda. Il regolatore di tensione impiegato riesce a fornire fino ad un massimo di $1.5 A$, quindi una corrente più che sufficiente a garantire una corretta alimentazione ai sensori. Il segnale di tensione fornito dai potenziometri viene fatto passare attraverso un filtro passabasso analogico, realizzato con un circuito RC, in modo da fornire alla scheda di acquisizione un segnale che sia privo dei disturbi di maggiore entità. In figura 3.20 è presentato lo schema base di un filtro di questo tipo, la cui frequenza di taglio è data da

$$f = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot R \cdot C}$$

Per la realizzazione della scheda si è considerata una frequenza di taglio compresa tra $200 Hz$ e $250 Hz$, da cui è derivato un valore di $C = 1 \mu F$ ¹ e $R = 680 \Omega$.

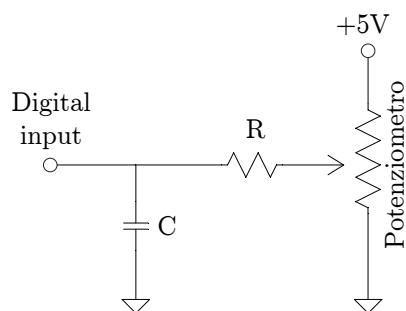


Figura 3.20: Filtro passabasso analogico applicato al segnale letto dagli ingressi potenziometri.

¹Per la realizzazione del filtro è preferibile usare condensatori in poliestere o carta perché questi hanno un valore di resistenza interna maggiore di quelli elettrolitici, più adatti ad essere impiegati nei circuiti di potenza.

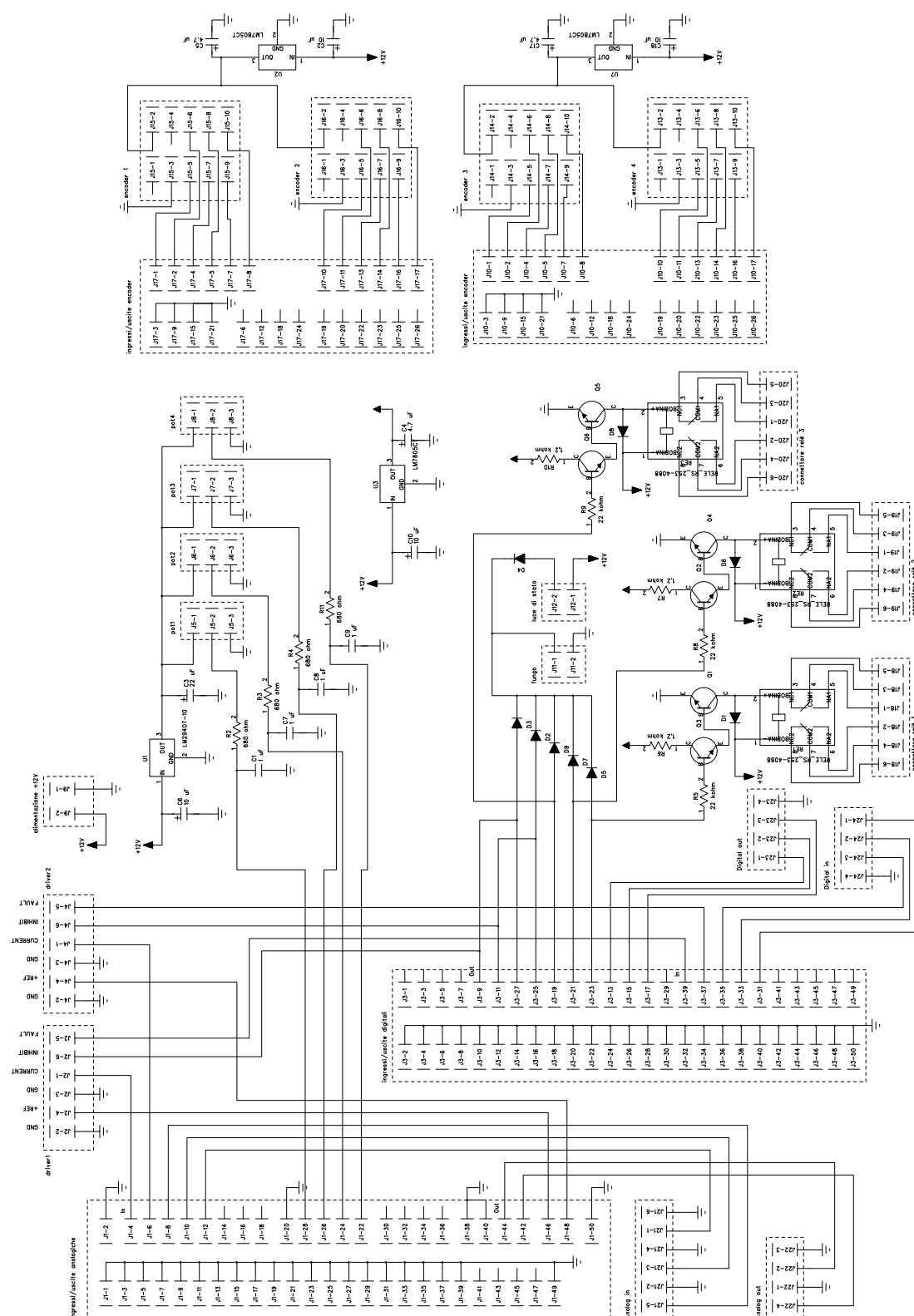


Figura 3.18: Schema funzionale della scheda di interfaccia.

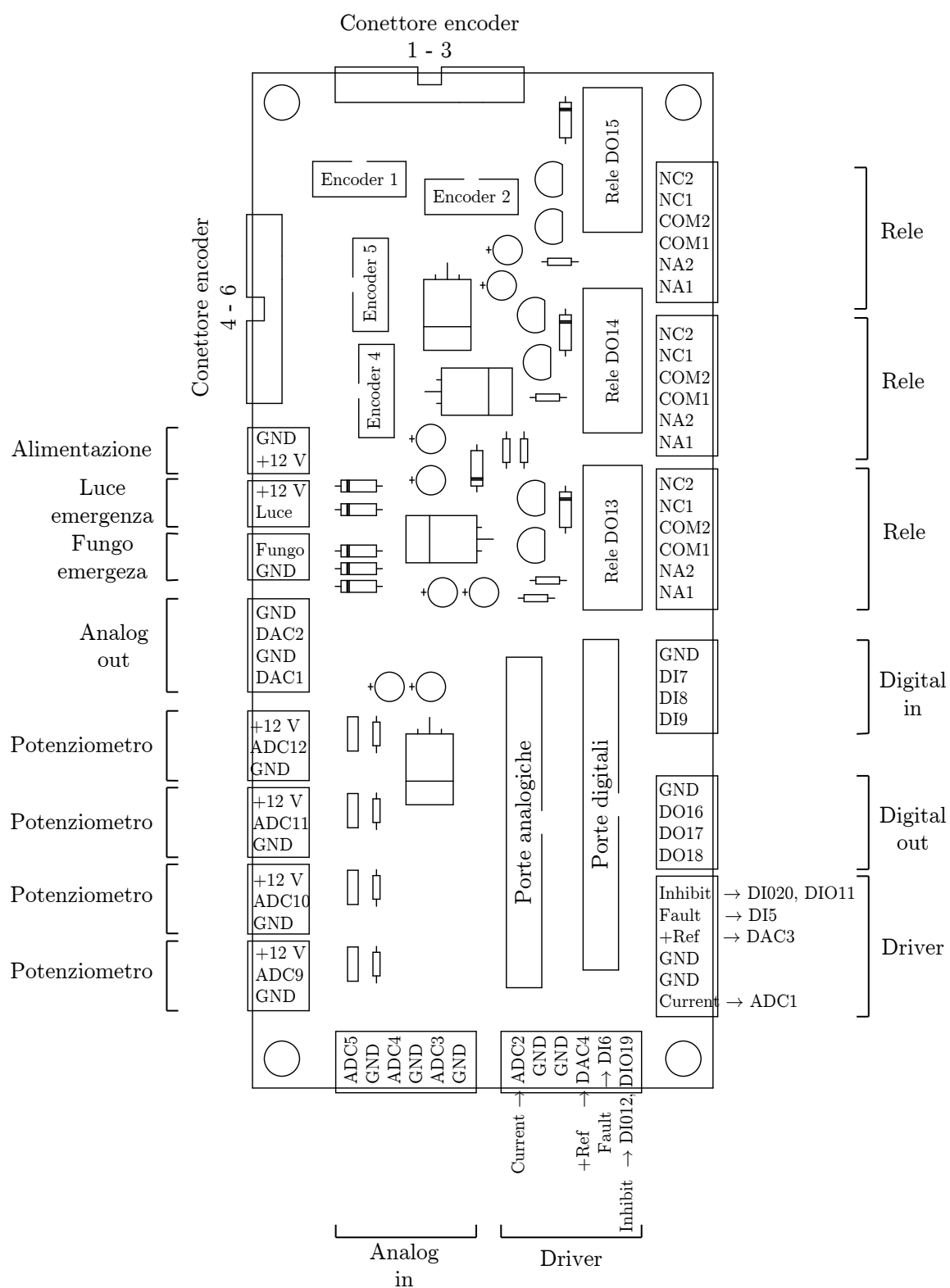


Figura 3.19: Disposizione delle connessioni della scheda di interfaccia.

Gestione encoder

La scheda multifunzione Sensoray 626 permette di gestire fino a 6 ingressi encoder, di cui sulla scheda di interfaccia solo 4 sono effettivamente collegati ad altrettanti connettori a cui poter connettere quindi 4 encoder. Gli encoder sono alimentati a coppie da un convertitore di tensione che fornisce $+5 V_{DC}$ con una corrente massima di $1 A$. La scheda fornisce la possibilità di collegare tutti i canali di un encoder incrementale standard, cioè i canali A , $\overline{A}$, B , $\overline{B}$, I , $\overline{I}$.

Uscite comandate da relè

La scheda permette di comandare tramite 3 segnali digitali altrettanti relè a 2 contatti, le cui caratteristiche sono riportate nella tabella 3.12. Poiché la corrente fornita dalla scheda multifunzione Sensoray 626 non sarebbe stata sufficiente per alimentare direttamente la bobina di questi relè è stato necessario impiegare 2 transistor in configurazione Darlington per comandare l'accensione e lo spegnimento dei relè. Lo schema che è stato adottato è riportato nella figura 3.21.

Come si può vedere dalla tabella 3.12 la bobina dei relè ha una resistenza di 220Ω , quindi poiché essi devono essere alimentati da una tensione di $12 V_{DC}$,

Corrente nominale $[A]$	10
Tensione nominale $[V_{AC}]$	250
Massima tensione commutabile $[V_{AC}]$	400
Tensione di alimentazione della bobina $[V_{DC}]$	12
Resistenza bobina $[\Omega]$	220
Durata meccanica $[cicli]$	$20 \cdot 10^6$

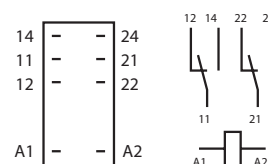


Tabella 3.12: Caratteristiche del mini relè modello 44.62 prodotto da Finder.

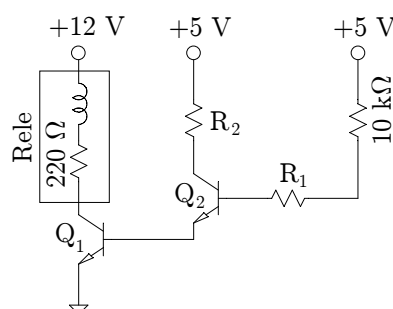


Figura 3.21: Circuito di comando dei relè.

l'assorbimento di corrente risulta essere di $55mA$, mentre la corrente massima che può fornire la scheda Sensoray è di $0.5mA$. Facendo riferimento allo schema di figura 3.21 il transistor Q1 deve garantire una corrente tra collettore ed emettitore di almeno $55mA$, quindi, per poter lavorare in condizioni di saturazione, in modo da ridurre al minimo le perdite sul transistor, la corrente di base dovrà essere superiore a

$$I_{B,Q1} \geq \frac{I_{CE,Q1}}{\beta_{Q1}}$$

dove per il guadagno beta ² del transistor Q1 il catalogo fornisce un valore pari a 100. Per rimanere in condizioni di sicurezza a causa dell'elevata variabilità dei componenti si considera un valore di β pari al 25 % di quello fornito, quindi si ricava

$$I_{B,Q1} \geq \frac{55 \cdot 10^{-3}}{\frac{100}{4}} = 2.2mA$$

Si può quindi considerare, approssimando per eccesso, $I_{B,Q1} = 2.5mA$. Poiché questa corrente è ancora superiore a quella che la scheda Sensoray può fornire si considera un ulteriore transistor Q2. Utilizzando lo stesso schema di calcolo utilizzato prima in questo caso si ottiene quindi

$$I_{B,Q2} \geq \frac{2.2 \cdot 10^{-3}}{\frac{100}{4}} = 0.09mA$$

che può essere approssimato a $I_{B,Q2} = 0.1mA$, valore accettabile per la scheda Sensoray. Per calcolare i valori dei resistori R_1 e R_2 è sufficiente considerare che in condizioni di saturazione la caduta di tensione tra base ed emettitore di un transistor è di circa $0.7V$, mentre tra collettore ed emettitore è di circa $0.3V$. Applicando quindi i principi di Kirchhoff al circuito di figura 3.21 si ottiene

$$R_1 = \frac{5 - 0.7 - 0.7}{0.1 \cdot 10^{-3}} - 10 \cdot 10^3 = 26k\Omega$$

$$R_2 = \frac{5 - 0.3 - 0.7}{2.5 \cdot 10^{-3}} = 1.6k\Omega$$

Questi valori devono però essere approssimati in base ai valori di resistenza commercialmente disponibili, si può quindi considerare $R_1 = 22k\Omega$ e $R_2 = 1.2k\Omega$. Rimane quindi da verificare i valori delle correnti che si hanno nel circuito in seguito all'introduzione di questi valori di resistenza. Si ottiene

²Per un transistor il guadagno di corrente continua beta è definito come $\beta_{DC} = \frac{I_C}{I_B}$, dove I_C è la corrente che passa nel collettore e I_B la corrente di base.

$$I_{B,Q2} = \frac{5 - 0.7 - 0.7}{22 \cdot 10^3 + 10 \cdot 10^3} = 0.11 \text{ mA}$$

$$I_{B,Q1} = \frac{5 - 0.3 - 0.7}{1.2 \cdot 10^3} = 3.3 \text{ mA}$$

dove $I_{B,Q1} = I_{CE,Q2}$, quindi si deve verificare che il transistor Q2 lavori in condizioni di saturazione, cioè

$$I_{B,Q2} = 0.11 \cdot 10^{-3} \geq \frac{I_{CE,Q2}}{\frac{\beta}{4}} = \frac{3.3 \cdot 10^{-3}}{\frac{100}{4}} = 0.12 \cdot 10^{-3}$$

come si vede questa condizione non è pienamente rispettata, dati però gli ampi margini che sono stati usati per i calcoli si può comunque ritenere soddisfatta la verifica. Considerando infine il transistor Q1, percorso dalla corrente della bobina del relè si ha

$$I_{B,Q1} = 3.3 \cdot 10^{-3} \geq \frac{I_{CE,Q1}}{\frac{\beta}{4}} = \frac{55 \cdot 10^{-3}}{\frac{100}{4}} = 2.2 \cdot 10^{-3}$$

questa condizione risulta quindi pienamente verificata.

Altre funzioni

La scheda fornisce inoltre i seguenti collegamenti:

- possibilità di collegare un fungo di emergenza esterno, in caso di pressione di tale interruttore viene disabilitata l'alimentazione alle bobine dei relè, vengono disattivati i driver dei motori (che quindi entrando in stato di errore inviano anche un segnale alla scheda Sensoray 626) e infine viene chiuso un circuito che consente di accendere una luce sul quadro elettrico per indicare lo stato di emergenza
- 2 morsetti che permettono di gestire completamente due driver driver equivalenti a quelli descritti nel paragrafo 3.2, in particolare è presente un uscita analogica variabile da -10 V a $+10 \text{ V}$ per il comando del motore, un ingresso analogico da utilizzare per valutare la corrente fornita dal driver al motore, un ingresso digitale per riconoscere l'eventuale stato di errore del driver e un uscita digitale per disabilitare il driver
- 3 ingressi analogici e 2 uscite analogiche
- 3 ingressi digitali e 3 uscite digitali

Capitolo 4

Controllo dell'asse passivo

Per quanto riguarda l'azionamento applicato all'asse di rollio, come già indicato nel capitolo 3, è possibile impiegare sia un freno elettromagnetico on/off, sia un freno oleodinamico proporzionale. Nei test che sono stati fatti sul sistema (e che sono descritti nel capitolo 6) è stato impiegato esclusivamente il freno elettromagnetico, mantenuto però bloccato durante l'esecuzione della prova, come meglio descritto nel paragrafo 5.5.1. In previsione di future modifiche allo schema di controllo del sollevatore e di nuovi test sono stati comunque realizzati i sistemi di comando di queste due tipologie di attuatori passivi, descritti nei paragrafi 4.1 e 4.2. I sistemi sono stati progettati e realizzati devono però ancora essere pienamente testati a causa della mancanza di disponibilità di un adeguata strumentazione di verifica nel caso del circuito di comando del freno elettromagnetico e del ritardo nella spedizione di un trasduttore nel caso del meccanismo di comando del freno proporzionale.

Si riportano qui di seguito le descrizioni dei sistemi realizzati, sia dal punto di vista funzionale che realizzativo.

4.1 Circuito di comando del freno elettromagnetico

Come spiegato nel capitolo 3, una possibile modalità di comando del GDL passivo è quella di utilizzare un freno elettromagnetico on/off, però, come già spiegato, una delle problematiche relative a questa tipologia di freno è quella di avere tempi di innesto/disinnesto che possono essere troppo lunghi rispetto alla breve corsa dell'asse di rotazione della leva del joystick su cui deve agire il freno.

L'azione di innesto o disinnesco di un freno elettromagnetico è causata dal campo magnetico creato dal passaggio di corrente negli avvolgimenti della bobina posta all'interno del freno, la dinamica del sistema dipende quindi in maniera rilevante dal transitorio di carica e scarica della bobina. Si consideri ad esempio il circuito di figura 4.1, dove R rappresenta la resistenza del conduttore che realizza l'induttore sommata a quella dei fili di collegamento al generatore (anche se in genere la resistenza dei cavi è trascurabile). Supponendo di chiudere l'interruttore al tempo $t = 0$ e applicando il secondo principio di Kirchhoff¹ all'unica maglia del circuito si ottiene

$$E = R \cdot i + L \frac{di}{dt}$$

Risolvendo l'equazione differenziale così ottenuta si ottiene

$$E - R \cdot i = E \cdot e^{-\frac{R}{L}t}$$

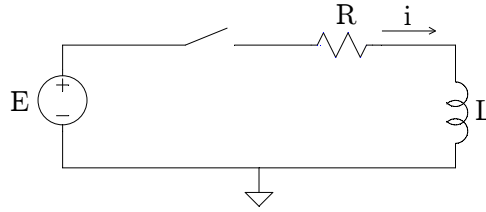
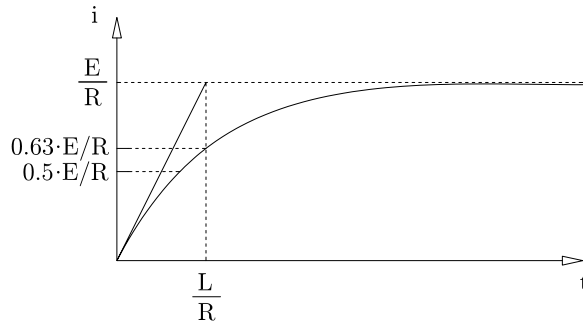
da cui quindi si può ricavare l'andamento della corrente nel tempo

$$i = \frac{E}{R} \left(1 - e^{-\frac{R}{L}t} \right) \quad (4.1)$$

dove il rapporto $\tau_L = \frac{L}{R}$ è detto *costante di tempo* del bipolo R-L e corrisponde al tempo necessario affinché la corrente raggiunga il 63 % del suo valore finale². Nella pratica però utilizzando un oscilloscopio è più semplice misurare il tempo $t_{\frac{1}{2}}$ richiesto affinché la corrente I raggiunga metà del suo valore finale, piuttosto che la costante di tempo τ_L in quanto è sufficiente centrare la forma d'onda sullo schermo dell'oscilloscopio e poi misurare il tempo che intercorre tra l'inizio della salita della corrente e l'incrocio con il centro del monitor; la costante di tempo τ_L si può quindi poi calcolare come $\tau_L = \frac{t_{\frac{1}{2}}}{\ln(2)}$ (come si può verificare sostituendo questi valori nella formula 4.1). Conoscendo quindi la costante di tempo τ_L si può ricavare il valore di induttanza L della bobina data la sua resistenza R .

¹*Secondo principio di Kirchhoff*: le tensioni ai capi di ciascun lato di una generica maglia devono soddisfare la condizione $\sum_{k=1}^l V_k = 0$

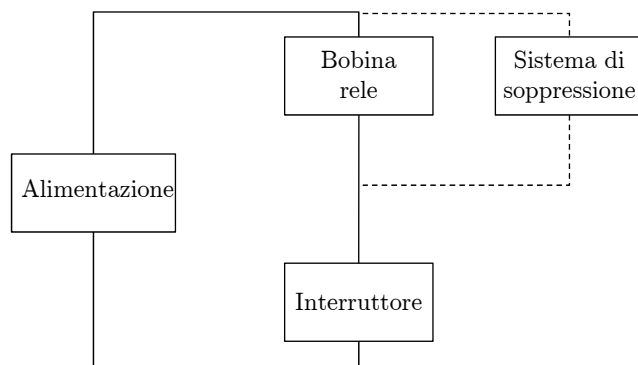
²Considerando infatti $t = \tau_L$ si ottiene $i = \frac{E}{R} (1 - e^{-1}) = 0.63 \cdot \frac{E}{R}$ dove $\frac{E}{R}$ corrisponde al valore di regime della corrente che circola nell'induttore.

**Figura 4.1:** Circuito di carica di un induttore.**Figura 4.2:** Andamento nel tempo della corrente di carica nell'induttore.

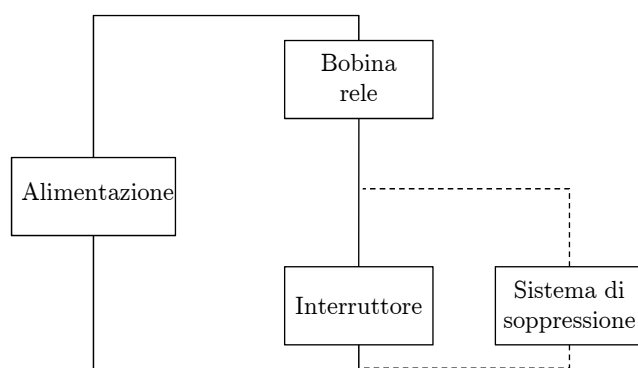
Le caratteristiche tecniche fornite dal produttore del freno sono riportate nella tabella 3.7, si può osservare che tra i dati forniti non è presente l'induttanza della bobina, dato indispensabile per poter definire un modello del freno elettromagnetico utilizzabile per studiare il comportamento del GDL passivo. Risulta quindi necessario misurare questo valore di induttanza non noto. Il valore dell'induttanza (e quindi la costante di tempo) sono indipendenti dalla tensione e dalla corrente applicata solo nel caso di bobine in aria o avvolte attorno a materiali che non mostrano fenomeni di saturazione del campo magnetico [65]. Nel caso del freno considerato poiché lo statore è in acciaio, è necessario considerare il fenomeno della saturazione nell'analisi delle caratteristiche della bobina. Ciò implica che le misure devono essere fatte a valori di tensione e corrente pari a quelli che verranno utilizzati nel normale impiego della bobina. A tale scopo si è quindi provveduto ad inserire una resistenza di misura in serie alla bobina e monitorare con un oscilloscopio l'andamento della tensione ai suoi capi durante l'accensione del freno, allo scopo di ricavare l'andamento della corrente tramite la legge di Ohm $I = \frac{V}{R}$. In figura 4.3 è rappresentato l'andamento della corrente ricavato sperimentalmente sfruttando una resistenza di misura di $5\ \Omega$. Dal test eseguito sperimentalmente si può ricavare un tempo $t_{\frac{1}{2}}$ pari a circa $31\ ms$, da cui deriva quindi una costante di tempo $\tau_L = 45\ ms$ e quindi un induttanza stimata della bobina circa uguale a $2.75\ H$ (la sua resistenza è invece fornita dalla tabella 3.7).

4.1.1 Circuito di soppressione

Quando si interrompe l'alimentazione ad una bobina percorsa da corrente viene indotta ai suoi capi una tensione inversa in risposta all'improvvisa variazione di corrente perché il campo di induzione magnetica tende ad opporsi alla variazione del flusso del campo di induzione magnetica nella bobina ³. Questa tensione inversa può essere molto elevata (per una bobina alimentata a $12V_{DC}$ può arrivare a valori di $1000 \sim 1500V$) e quindi può generare danni al circuito e all'interruttore utilizzato per interrompere la corrente nella bobina in quanto si generano degli archi che ne vanno a rovinare i contatti. Risulta quindi necessario limitare questi picchi di tensione tramite l'impiego di opportuni sistemi di soppressione.



(a) Sistema di soppressione collegato in parallelo alla bobina.



(b) Sistema di soppressione collegato in parallelo all'interruttore.

Figura 4.4: Tecniche di soppressione delle sovratensioni.

³Per la legge di Faraday-Neumann- Lenz si ha infatti $\epsilon = -\frac{d\Phi_B}{dt}$, dove $d\Phi_B$ è la variazione del flusso del campo di induzione magnetica e ϵ la tensione indotta.

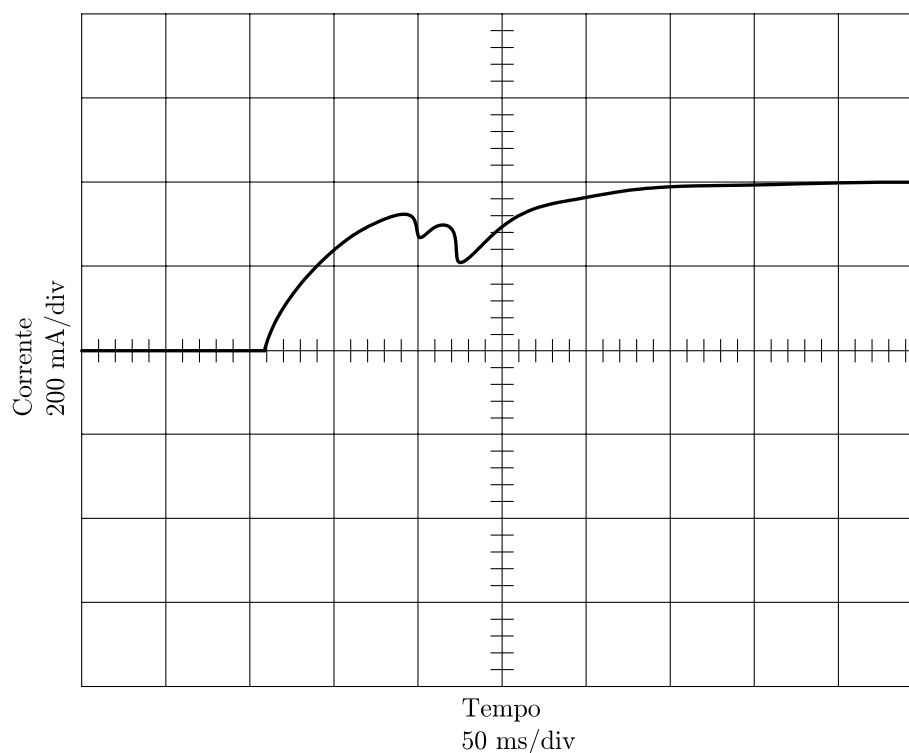


Figura 4.3: Andamento della corrente durante la carica della bobina del freno elettromagnetico M.1705-2421 della Inertia Dynamics. Si può notare che la curva non è monotona, come quella calcolata per via teorica, ma è presente un calo dopo circa 80 *ms*. Ciò è dovuto alle non linearità del sistema reale, in particolare al movimento dell'ancora, che essendo attratta dal solenoide crea una variazione del circuito magnetico in quanto il traferro prima presente viene annullato, causando quindi anche una variazione dell'induttanza della bobina. Per semplicità nel calcolo della costante di tempo del processo di carica dell'induttore si è trascurata questa variazione di induttanza, che comunque può essere sfruttata per ottenere un indicazione sul tempo di azionamento del freno (in questo modo però non si considera il tempo intercorso tra l'invio dell'impulso di comando e l'effettivo inizio della curva di salita della corrente nella bobina).

In figura 4.4 sono mostrate le tecniche base impiegate per limitare i picchi transitori di tensione nelle bobine; come si può osservare il sistema di protezione può essere messo in parallelo alla bobina oppure in parallelo all'interruttore (che può essere sia meccanico sia un semiconduttore come un transistor), anche se è preferibile la prima soluzione in quanto questa può essere posizionata più vicina alla bobina. Nella tabella 4.2 sono elencati alcuni dei sistemi di protezione che sfruttano questa configurazione. L'esigenza di limitare i picchi di tensione si scontra però con la necessità di ridurre il più possibile il tempo di inserimento del freno, cosa che si ottiene dissipando nel minor tempo possibile l'energia immagazzinata nel campo di induzione magnetica della bobina. Come si può vedere nella tabella 4.1e nel confronto proposto in tabella 4.3 il tempo minore lo si ha in assenza di dispositivi di soppressione, a cui però corrispondono tensioni inverse molto elevate che si sviluppano ai capi della bobina.

Tecnica	Tempo di commutazione del relè [ms]	Picco di tensione [V]
Senza soppressione	1.5	-750
Collegamento in serie di un diodo e un diodo Zener a 24 V	1.9	-25
Resistenza da 680 Ω	2.3	-120
Resistenza da 470 Ω	2.8	-74
Resistenza da 330 Ω	3.2	-61
Resistenza da 220 Ω	3.7	-41
Resistenza da 100 Ω	5.5	-22
Resistenza da 82 Ω	6.1	-17
Diodo	9.8	-0.7

Tabella 4.1: Tempi e tensioni di disinserzione misurati applicando le varie tipologie di circuito di soppressione alla bobina di un relè caratterizzata da una resistenza di 55 Ω e una tensione nominale di 13.5 V_{DC} . Si può osservare che il tempo di diseccitazione della bobina diminuisce all'aumentare del valore della resistenza collegata in parallelo alla bobina in quanto si dissipa più velocemente l'energia immagazzinata, mentre i tempi maggiori si hanno utilizzando solo un diodo in quanto in questo caso tutta la corrente dovuta alla tensione inversa generata dalla bobina viene dissipata dalla sola resistenza della bobina stessa.

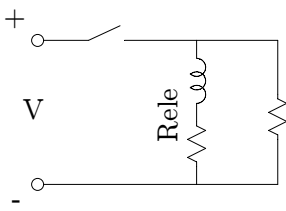
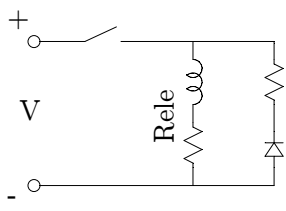
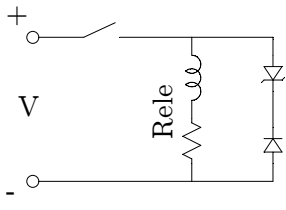
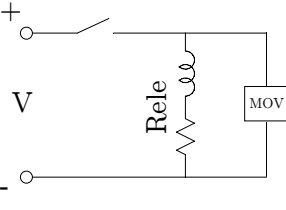
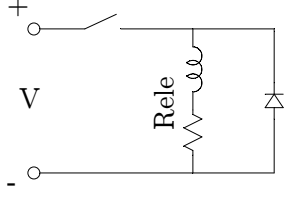
	Resistore
	Resistore + Diodo
	Diodo+ Diodo Zener
	Varistore MOV
	Diodo

Tabella 4.2: Panoramica delle tecniche di soppressione disponibili per limitare la sovratensione ai capi di una bobina che si genera in seguito all'interruzione della corrente.

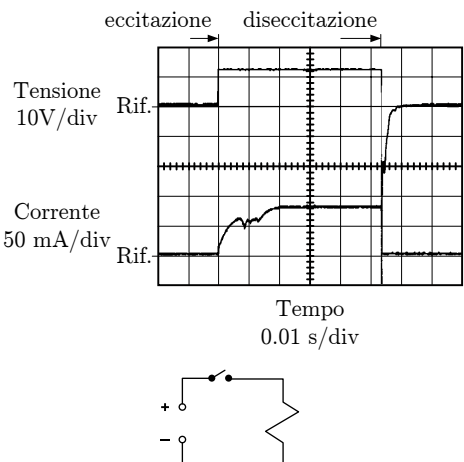
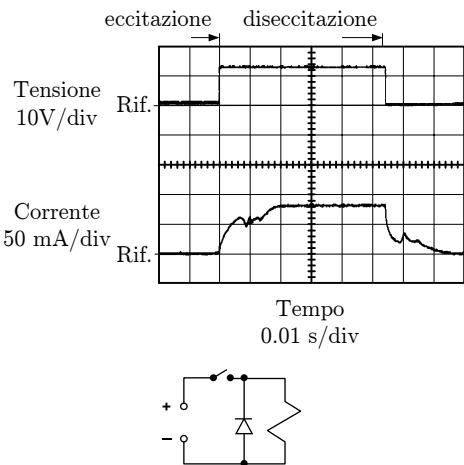
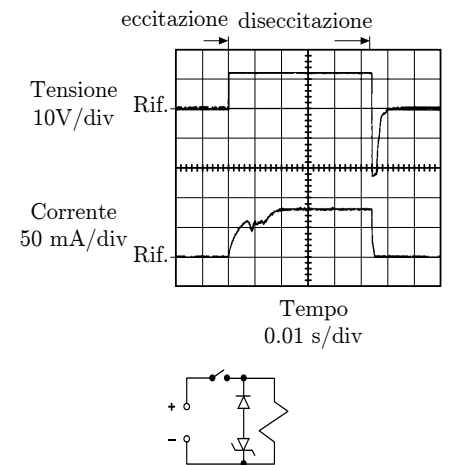
Andamento della tensione e della corrente nella bobina in assenza di un dispositivo di soppressione delle sovratensioni. Si può notare che la caduta della corrente nella bobina sia molto rapida, ma vengano generate delle tensioni inverse molto elevate.	
Andamento della tensione e della corrente nella bobina in presenza di un diodo di shunt collegato in parallelo. In questo caso la tensione inversa sulla bobina è limitata alla caduta di tensione che si ha sul diodo (quindi circa 0.7 V) però il tempo di caduta della corrente (e quindi il tempo di caduta del flusso magnetico) è molto lungo.	
Andamento della tensione e della corrente nella bobina in presenza di un diodo di shunt collegato in serie con un diodo Zener a 24 V. In questo caso la tensione inversa sulla bobina è limitata alla caduta di tensione che si ha sul collegamento in serie dei due diodi, quindi circa 24 V, il tempo di caduta della corrente risulta essere però molto veloce, simile al caso in cui non erano presenti dispositivi di soppressione	

Tabella 4.3: Confronto tra l'andamento delle corrente e delle tensioni in un ciclo di accensione\spegnimento di una bobina di un relè caratterizzata da una resistenza di 55Ω e tensione nominale di $13.5 V$ con e senza sistema di soppressione.

Il miglior compromesso sembra però essere quello di impiegare un diodo connesso in serie ad un diodo Zener di opportuno voltaggio, oppure un diodo collegato in serie ad un resistore di opportuno valore (accettando però picchi di tensione inversa più elevati). Il calcolo del valore del resistore da collegare in serie al diodo può essere fatto sfruttando la formula proposta da [66] in base alla quale

$$R \approx \frac{V_{picco}}{I_{bobina}} \quad (4.2)$$

dove V_{picco} corrisponde al massimo valore di tensione inversa accettabile e I_{bobina} alla corrente che scorre nella bobina in condizioni stazionarie. Considerando il freno M.1705-2421 si ha che $I_{bobina} = 0.39 \text{ A}$, quindi considerando $V_{picco,max} = 400 \text{ V}$ (pari al limite di tensione commutabile dal relè sulla scheda di comando, le cui caratteristiche sono riportate nella tabella 3.12) si ottiene

$$R \approx \frac{400}{0.39} = 1025 \Omega$$

si è quindi scelto il valore di resistenza standard più vicino, cioè $R = 1 \text{ k}\Omega$.

Considerando invece la soluzione che prevede l'utilizzo di un diodo Zener la tensione di break-down caratteristica va scelta in modo che la tensione sia compatibile con i livelli massimi accettabili dal sistema di interruzione, infatti con questa soluzione la tensione massima inversa ai capi della bobina è mantenuta pari alla tensione caratteristica del diodo Zener (più la caduta di tensione diretta del diodo) finché viene dissipata l'energia della bobina.

Per realizzare il sistema qui descritto si è deciso di impiegare la soluzione che prevede l'utilizzo di un resistore da $1 \text{ k}\Omega$ posto in serie ad un diodo in quanto i relativi componenti richiesti erano già disponibili, a scapito di un leggero aumento del tempo di scarica dell'induttore.

4.1.2 Circuito di sovraeccitazione

Per diminuire i tempi di disinserzione del freno (che si ricorda essere ad azione inversa) è invece necessario fare in modo che l'ancora mobile venga attratta verso l'elettromagnete nel minor tempo possibile, il campo magnetico della bobina deve cioè essere fatto aumentare in modo veloce fino a raggiungere e superare il valore per il quale viene vinta la forza di spinta delle molle e quindi il rotore viene lasciato libero di muoversi. Questo effetto lo si può ottenere con un circuito di sovra-eccitazione che cioè permetta di alimentare la bobina con un breve impulso ad elevata tensione, che quindi porti rapidamente la corrente della bobina al suo valore nominale, causando quindi di conseguenza anche un rapido aumento del flusso magnetico dell'induttore. In figura 4.5 è riportata un elenco di possibili circuiti adatti ad esercitare questo tipo di azione.

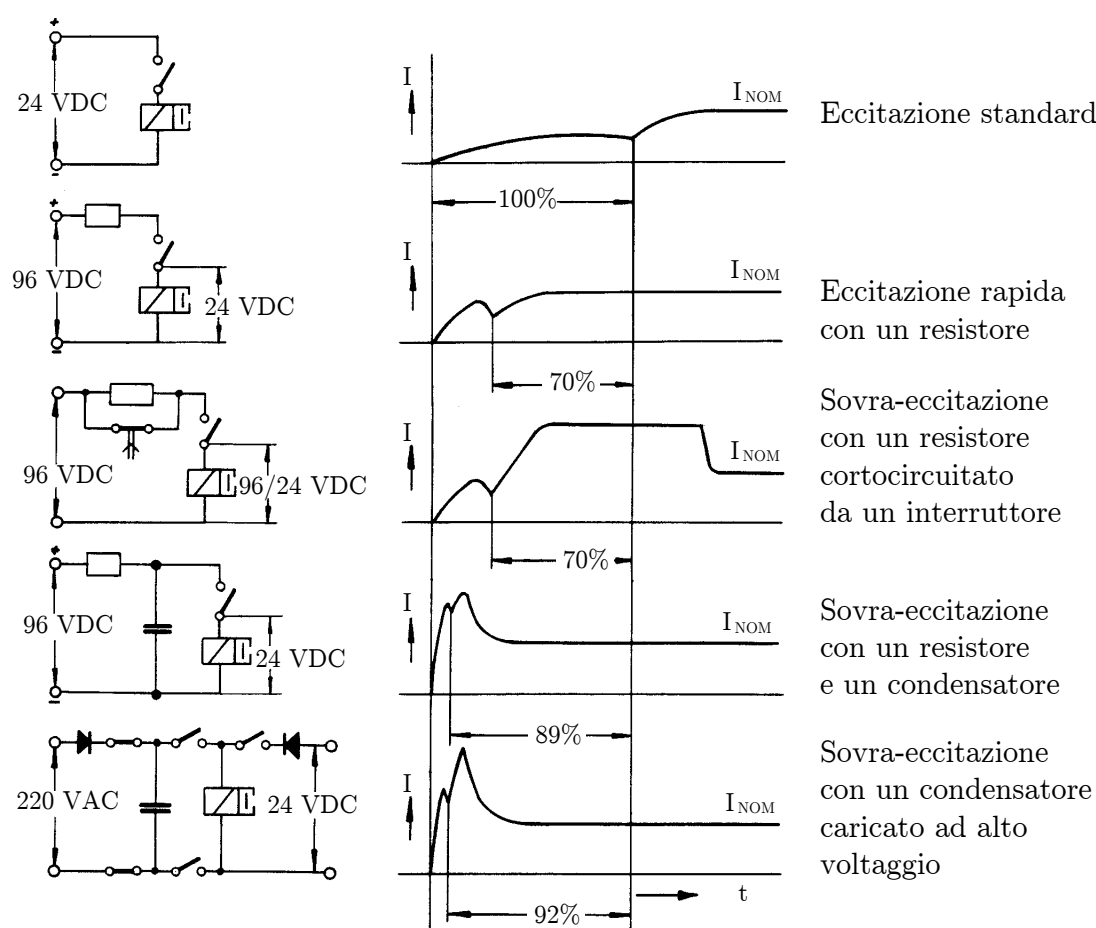


Figura 4.5: Panoramica sulle tecniche utilizzabili per ridurre il tempo di carica di un induttore.

Input	$24 - 28 V_{AC}$
Tensione nominale in output	$24 V_{DC}$
Impulso di sovraeccitazione	$105 V$
Massima corrente in output	$3.5 A$
Costo	$\sim 400 \text{ €}$



Figura 4.6: Unità di controllo CBC-700-24 della Warner Electric per il comando di freni e frizioni elettromagnetici

Come si può notare una delle soluzioni più efficaci risulta essere quella che prevede l'utilizzo di un condensatore caricato a tensione elevata e poi fatto scaricare attraverso la bobina del freno nel momento in cui lo si vuole sbloccare. Esistono sul mercato varie soluzioni commerciali che consentono di gestire in modo ottimale l'inserzione e la disinserzione di freni e frizioni elettromagnetici, come ad esempio il modello CBC-700-24 della Warner Electric, le cui caratteristiche sono riportate in figura 4.6. Dato però l'elevato costo di una soluzione di questo tipo si è preferito realizzare una scheda di comando del freno basata su una soluzione brevettuale sviluppata in origine per comandare i meccanismi di avanzamento della carta delle stampanti [67].

Lo schema circuitale proposto dal brevetto è riportato in figura 4.7, mentre la figura 4.8 mostra l'effetto che si desidera ottenere in termini di corrente e flusso del campo di induzione magnetica nella bobina. Il funzionamento di questo circuito si basa sull'applicazione di impulsi di tensione elevata per l'eccitazione e la diseccitazione veloce della bobina del freno. Per ottenere questo effetto si sfrutta la carica\scarica di un condensatore (C1) di elevata capacità.

Per attivare la bobina del freno si deve inviare un segnale positivo alla base del transistor Q2, in modo da mandarlo in saturazione e creare quindi un percorso per il passaggio della corrente attraverso gli avvolgimenti del freno (modellizzato dalla resistenza R3 e dall'induttanza L1) in modo da creare un rapido incremento del flusso del campo di induzione magnetica quindi un rapido sblocco del freno. La corrente che scorre nella bobina passa anche nella rete costituita dal collegamento in parallelo del resistore R2 e del condensatore C1 collegato in serie al diodo D4. Poiché inizialmente la tensione ai capi del condensatore è nulla, alla bobina del freno risulta essere applicata una differenza di potenziale all'incirca pari a quella

fornita dall'alimentatore, che con questo circuito è di $105 V_{DC}$ (quindi molto superiore rispetto alla tensione nominale del freno pari a $24 V_{DC}$), creando un impulso di corrente elevata che cala mentre il condensatore C1 si carica. Una volta che il condensatore C1 si è caricato completamente tutta la corrente della bobina passa nel resistore R2, che quindi definisce la corrente a regime. Questa corrente può essere molto inferiore rispetto alla corrente che scorrerebbe nella bobina se questa fosse alimentata alla tensione standard di $24 V_{DC}$ perché una volta che la bobina è stata energizzata e il freno è stato disattivato è sufficiente una corrente/tensione inferiore a quella nominale per mantenerlo in questa condizione. Sperimentalmente si è verificato che è infatti sufficiente garantire una differenza di potenziale ai capi della bobina pari a circa $9.5 V_{DC}$, a cui corrisponde una corrente negli avvolgimenti di circa $150 mA$, da cui deriva quindi il valore che deve assumere la resistenza R2

$$R2 = \frac{(105 - 0.3) - 61.9 \cdot 0.150}{0.150} = 636 \Omega \approx 620 \Omega$$

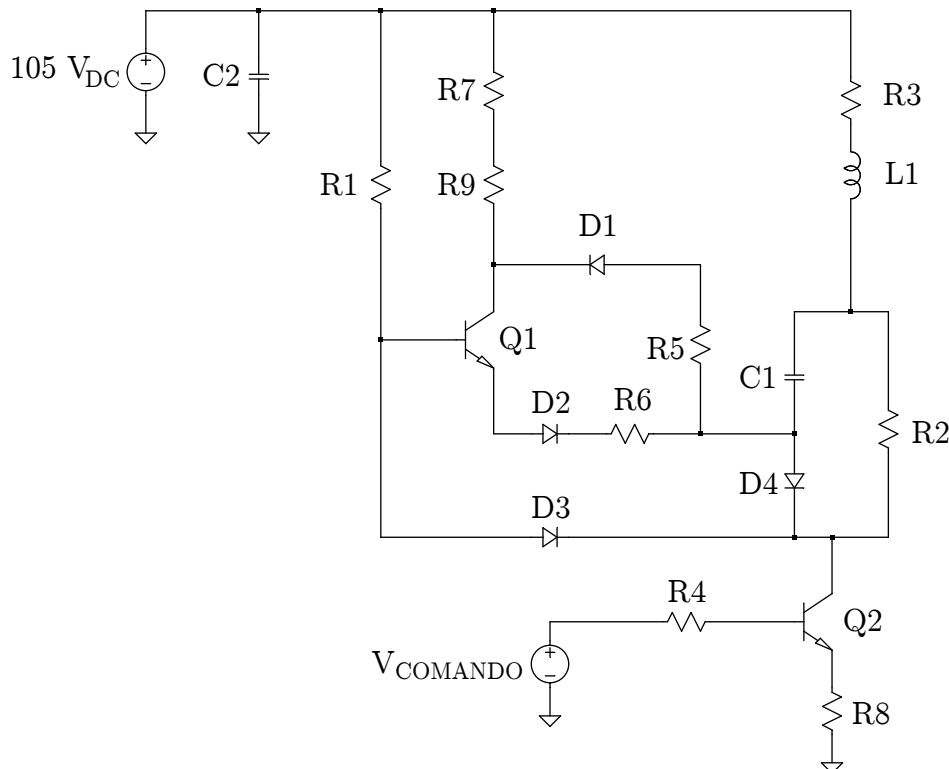


Figura 4.7: Schema funzionale della scheda che si occupa di eccitare\diseccitare la bobina del freno (i resistori R5, R6 e R8 sono stati inseriti solo per esigenze di simulazione del circuito, il valore di resistenza associato è comunque piccolo e quindi non influisce in modo rilevante sul funzionamento).

Per spegnere la bobina del freno è sufficiente annullare la tensione applicata alla base del transistor Q2 in modo da portarlo in interdizione, ciò causa il passaggio in regime di conduzione del transistor Q1 in quanto in questo modo il resistore R1 può fornire la corrente di base necessaria mentre prima la tensione alla base di Q2 era portata a circa 0 V attraverso il diodo D3 e il transistor Q2. L'attivazione del transistor Q1 comporta che in corrispondenza della giunzione tra i diodi D1 (il diodo D1 è stato inserito per fare da shunt per il transistor Q1 in modo da evitare sovratensioni troppo elevate tra collettore ed emettitore), D2 e D4 si abbia una tensione all'incirca uguale a $105V_{DC}$ (trascurando per il momento la presenza dei resistori R7 e R9, considerati come dei collegamenti diretti).

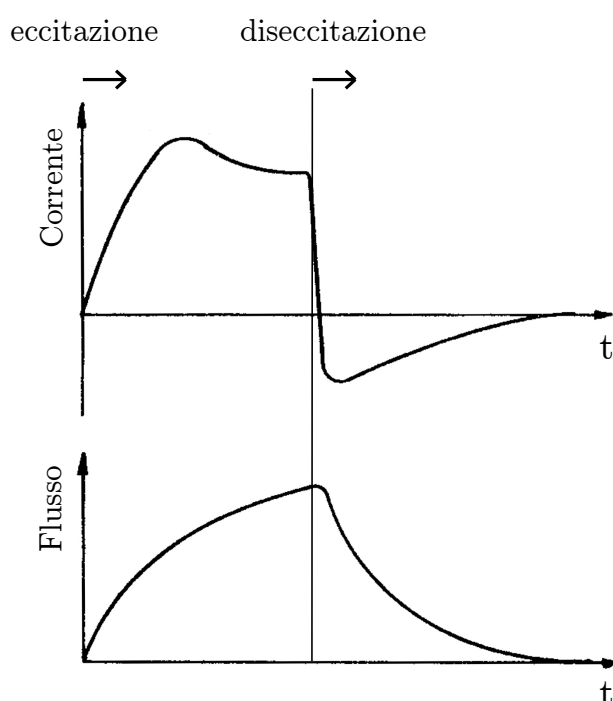


Figura 4.8: Andamento della corrente e del flusso del campo di induzione magnetica che il circuito utilizzato impone alla bobina del freno elettromagnetico

Poiché il condensatore C1 nella fase precedente era stato caricato con una differenza di potenziale di circa $105V_{DC}$, questo salto di tensione va ora a sommarsi alla tensione presente in corrispondenza della giunzione tra D1, D2 e D4, facendo in modo quindi che la bobina del freno sia ora sottoposta ad una differenza di potenziale di circa $-105V_{DC}$, quindi la carica immagazzinata nel condensatore C1 può scaricarsi nella bobina attraverso il transistor Q1 e il diodo D2 inducendo una corrente inversa rispetto a quella che scorreva durante il funzionamento a regime, portando quindi ad una rapida diseccitazione dell'induttore. Con questo circuito

non è quindi necessario introdurre dei sistemi di soppressione in quanto il decadimento del flusso di induzione magnetica della bobina è guidato direttamente dalla scarica del condensatore C1.

Nel circuito effettivamente realizzato sono stati inseriti i resistori R7 e R9 (di cui R9 con resistenza variabile in modo da poter scegliere il valore più corretto con prove sperimentali sul circuito effettivamente realizzato) allo scopo di diminuire la tensione applicata in corrispondenza della giunzione tra i diodi D1, D2 e D4 e quindi diminuire la differenza di potenziale negativa applicata alla bobina allo scopo di ridurre il picco di corrente inversa che, se troppo elevato, avrebbe causato una riduzione del flusso magnetico che si sarebbe protratta oltre il suo annullamento, fino alla sua inversione causando un nuovo momentaneo disinserimento del freno in quanto l'attrazione della corona mobile da parte della bobina avviene qualunque sia il verso del flusso del campo di induzione magnetica generato da quest'ultima in quanto la corona mobile è costituita da materiale ferromagnetico (non caratterizzato quindi da un verso dei poli magnetici predeterminato, come si potrebbe avere con un magnete permanente). Allo scopo di diminuire ulteriormente il picco di tensione inversa applicata al freno (senza aumentare il tempo di scarica del solenoide) è stato inoltre posto in parallelo ai capi della bobina un diodo con in serie un resistore, come nella configurazione descritta nel paragrafo 4.1.1. Considerando una tensione inversa massima di 40 V , tramite la formula 4.2 è quindi possibile calcolare il valore del resistore da impiegare, si ha infatti

$$R \approx \frac{40}{0.39} = 102\ \Omega$$

da cui deriva la scelta di un resistore pari a $120\ \Omega$.

La figura 4.9 mostra gli andamenti di alcuni valori caratteristici di tensione nel circuito di figura 4.7 ottenuti tramite simulazione utilizzando il software LTspice IV [68].

Lo schema funzionale della scheda effettivamente realizzata è riportato in figura 4.10, rispetto allo schema di figura 4.7 sono stati aggiunti alcuni sottosistemi allo scopo di migliorare l'utilizzo della scheda. In particolare è stato inserito:

- disaccoppiamento galvanico tra il segnale di accensione\spegnimento del freno inviato dalla scheda di acquisizione e il transistor Q2 indicato nella figura 4.7; il disaccoppiamento è stato realizzato tramite un fototransistor 4N35
- accensione di due ventole di raffreddamento in corrispondenza dell'attivazione del freno, anche in questo caso è stato impiegato un fototransistor 4N35



Figura 4.9: Andamento della tensione (grafico superiore) e della corrente (grafico inferiore) nella bobina del freno in seguito ad un comando di eccitazione e di successiva diseccitazione.

per disaccoppiare galvanicamente la parte della rete elettrica alimentata dalla tensione a $105 V_{DC}$ rispetto a quella alimentata a $+12 V_{DC}$

- inserimento di un diodo collegato in parallelo al condensatore C1 di figura 4.7 allo scopo di evitare che a questo possano essere applicate delle tensioni inverse, che andrebbero a distruggere il condensatore perché questo è un condensatore elettrolitico e quindi polarizzato ⁴
- impiego di coppie di transistor in configurazione Darlington per i transistor Q1 e Q2 di figura 4.7 allo scopo di ottenere un più elevato guadagno di corrente e quindi poter comandare i transistor in saturazione anche con correnti di base piccole

In figura 4.11 è indicata la disposizione dei collegamenti della scheda.

⁴L'applicazione di tensioni inverse, anche di valore modesto, a condensatori polarizzati comporta la distruzione dello strato di ossido che costituisce il dielettrico tra le armature del condensatore, comportando quindi la distruzione dello stesso.

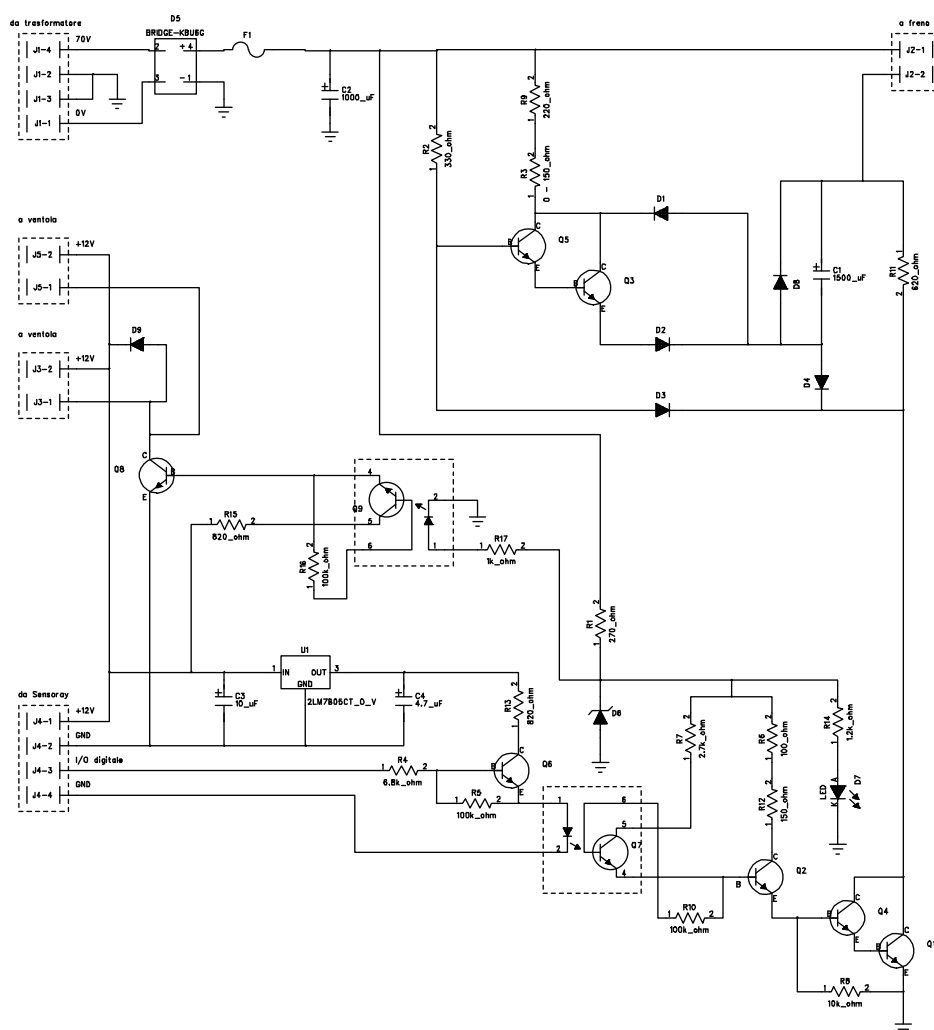


Figura 4.10: Schema funzionale della scheda di comando del freno elettromagnetico.

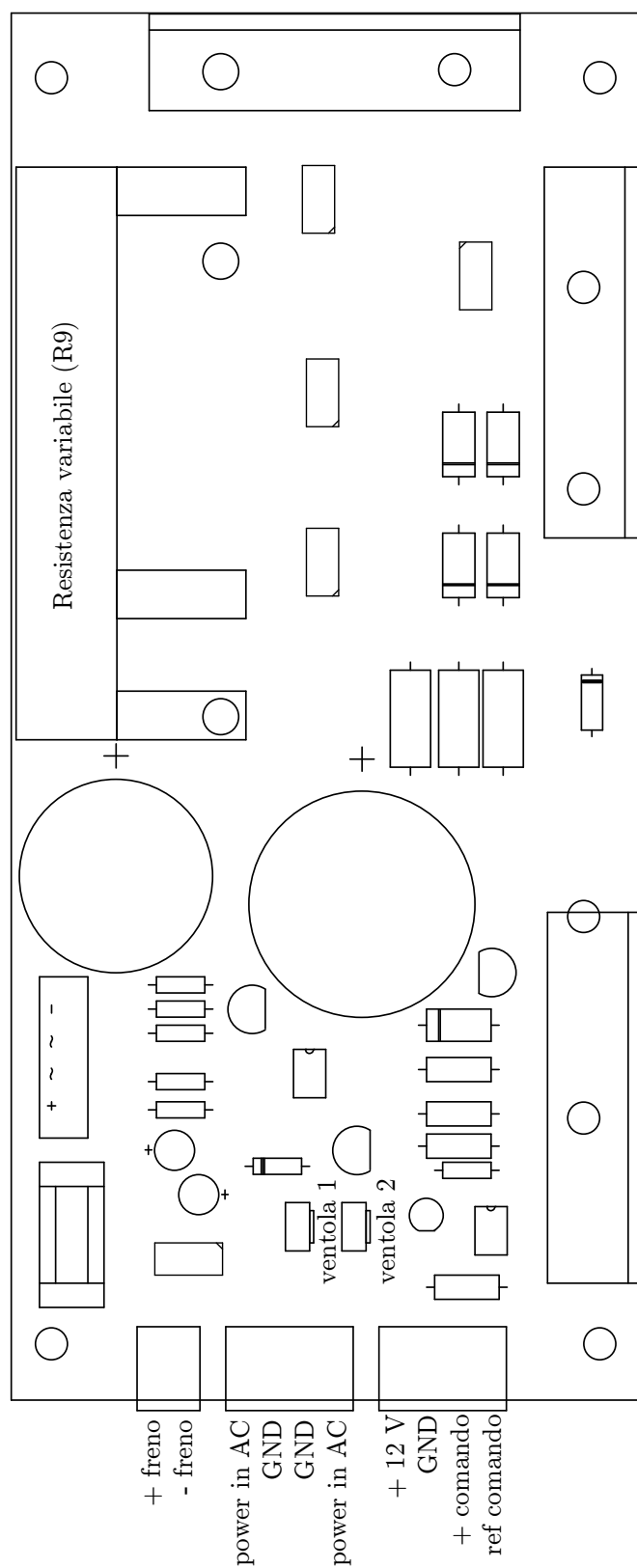


Figura 4.11: Schema dei collegamenti della scheda di comando del freno elettromagnetico (la sezione di alimentazione è protetta da un fusibile ad azione ritardata da 3 A).

4.2 Sistema di comando del freno proporzionale

Per poter utilizzare il freno proporzionale descritto nel paragrafo 3.3.2 è stato realizzato un meccanismo che permette di generare una coppia frenante modulabile andando a variare la pressione dell'olio che comanda la chiusura delle pastiglie del freno. Il funzionamento di questo sistema si basa sul utilizzo di un attuatore elastico lineare [69, 70], una tipologia di attuatore la cui caratteristica principale è quella di avere una molla collegata in serie tra motore e carico; misurando la deformazione di questa molla e conoscendo la sua costante elastica è possibile sapere con precisione la forza che si sta esercitando effettivamente sul carico. L'elemento elastico riconduce quindi il problema del controllo di forza ad un controllo di posizione perché la forza esercitata dal sistema è proporzionale alla deformazione dell'elemento elastico. Ciò costituisce un vantaggio perché con un controllo di posizione è più facile gestire e compensare le non linearità della trasmissione tra motore e carico rispetto ad un controllo di forza, inoltre questo sistema permette di conoscere con precisione la forza applicata al carico.

Utilizzando un dinamometro si è valutato che la forza che il sistema deve applicare sulla leva della pompa del freno deve essere di circa 30 N per poter esercitare sulla leva del joystick una coppia frenante superiore a $4\text{ N} \cdot \text{m}$ (che è la coppia frenante che si riesce ad ottenere con il freno elettromagnetico, come descritto nel paragrafo 3.3.1).

In figura 4.12 è presentato il modello CAD del meccanismo che è stato realizzato, mentre in figura 4.13 è mostrato il sistema effettivamente realizzato. La modulazione della pressione dell'olio nella pinza del freno è stata ottenuta controllando la forza con cui viene tirata la leva del freno idraulico, infatti si è preferito non realizzare un nuovo sistema di pompaggio ma si è deciso di utilizzare la pompa fornita come dotazione standard dal produttore. Poiché in condizioni di normale utilizzo questa pompa è fissata al manubrio della bicicletta e la frenata è comandata dal ciclista modulando la pressione esercitata su una leva, è stato realizzato un supporto adatto a fissare il sistema ad una piastra ed è stato inoltre realizzato un adattatore che permettesse di tirare la leva tramite un asta di comando. I paragrafi successivi descrivono in dettaglio il sistema che è stato realizzato.

4.2.1 Analisi cinematica e dinamica

La figura 4.14 mostra il modello semplificato del meccanismo utilizzato per l'analisi cinematica e dinamica. Il meccanismo è costituito da 6 membri (di cui solo

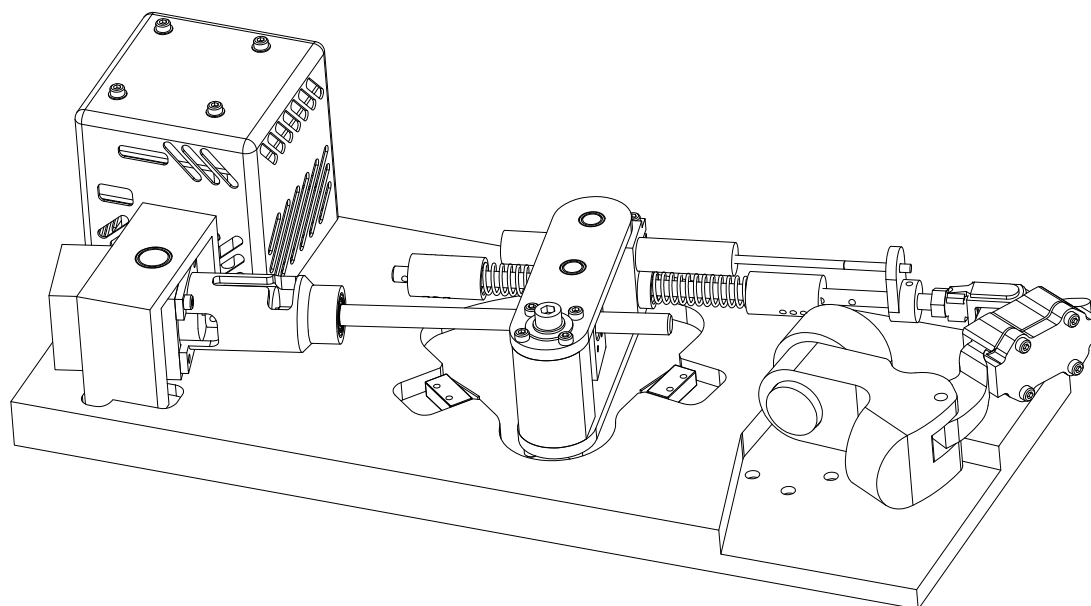


Figura 4.12: Modello CAD del meccanismo di trazione della pompa del freno idraulico.

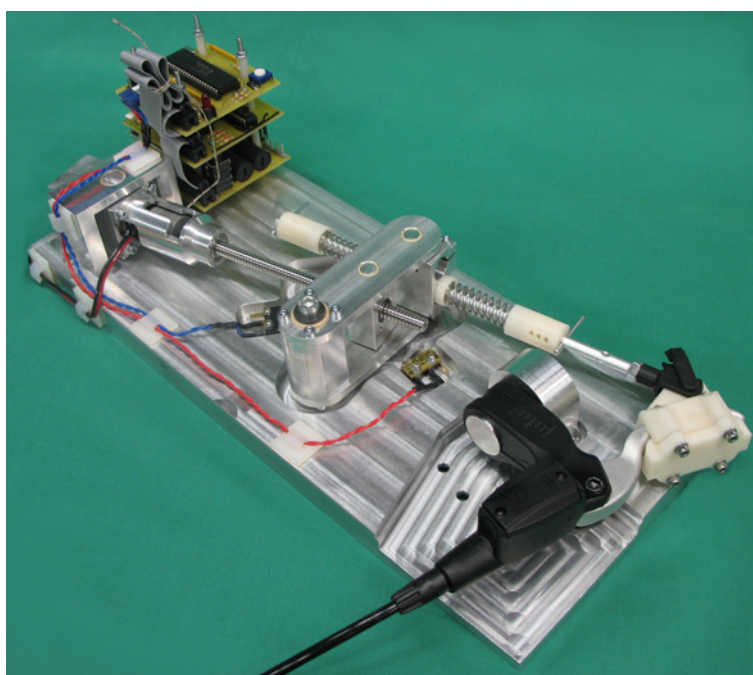


Figura 4.13: Meccanismo effettivamente realizzato (come si può vedere nel meccanismo è assente il potenziometro lineare che misura la deformazione delle molle, questo a causa di problemi di approvvigionamento del componente; la mancanza di questo trasduttore non ha inoltre permesso di effettuare i test del meccanismo per validare il sistema di controllo realizzato).

l'asta $\overline{AB}$ si è dotata di massa e inerzia), collegati a telaio da 3 coppie rotoidali (A, D e G) e tra di loro da altre 3 coppie rotoidali (B, C e F) e da 2 pattini (B e F). Complessivamente il meccanismo risulta quindi avere 2 GDL, infatti considerando l'equazione di Grübler per meccanismi piani si ha

$$n^\circ GDL = 3 \cdot (m - 1) - 2 \cdot c_1 - c_2$$

dove m corrisponde al numero di membri del meccanismo (compreso il telaio) e c_i il numero di coppie di classe i presenti; quindi nel caso considerato si ottiene

$$n^\circ GDL = 3 \cdot (7 - 1) - 2 \cdot 8 - 0 = 2$$

Nel meccanismo realizzato in realtà però si va a comandare un solo grado di libertà regolando la lunghezza di z_5 , l'allungamento del membro z_2 deriva invece dall'equilibrio delle forze generate dalle molle poste in corrispondenza della cerniera B e della cerniera D (che serve per modellizzare la resistenza della leva della pompa durante la fase di compressione dell'olio che genera l'azione di frenatura).

Considerando l'equilibrio dei momenti delle forze che agiscono sul membro $\overline{AB}$ (vedi figura 4.15), in riferimento alla cerniera A si può scrivere l'equazione

$$-F_V \cdot \sin(\varphi_5 - (\varphi_0 - \pi)) \cdot z_0 - F_R \cdot \sin(\varphi_2 - (\varphi_0 - \pi)) \cdot z_1 = J_{AB} \cdot \ddot{\varphi}_0 \quad (4.3)$$

dove F_V è la forza di trazione esercitata dal motore tramite una vite mentre F_R è data dalla compressione delle molle, quindi

$$F_R = k_{EQ} \cdot (z'_2 - z_2) \quad (4.4)$$

dove z_2 indica la lunghezza con molle indeformate del membro $\overline{BC}$, mentre z'_2 indica la corrispondente lunghezza con molle deformate e k_{EQ} la costante elastica delle due molle messe in parallelo (quindi $k_{EQ} = k_1 + k_2$). Considerando il poligono ABCE è inoltre possibile scrivere le altre due equazioni

$$z_1 \cdot \cos(\varphi_0) + z'_2 \cdot \cos(\varphi_2) + z_4 = 0 \quad (4.5)$$

$$z_3 \cdot \sin\left(\frac{3}{2}\pi\right) + z_1 \cdot \sin(\varphi_0) + z'_2 \cdot \sin(\varphi_2) = 0 \quad (4.6)$$

Considerando il triangolo AFG per il teorema di Carnot si ha

$$(z'_5)^2 = (z_8)^2 + (z_0)^2 - z_8 \cdot z_0 \cdot \cos\left(\frac{3}{2}\pi - \varphi_0\right) \quad (4.7)$$

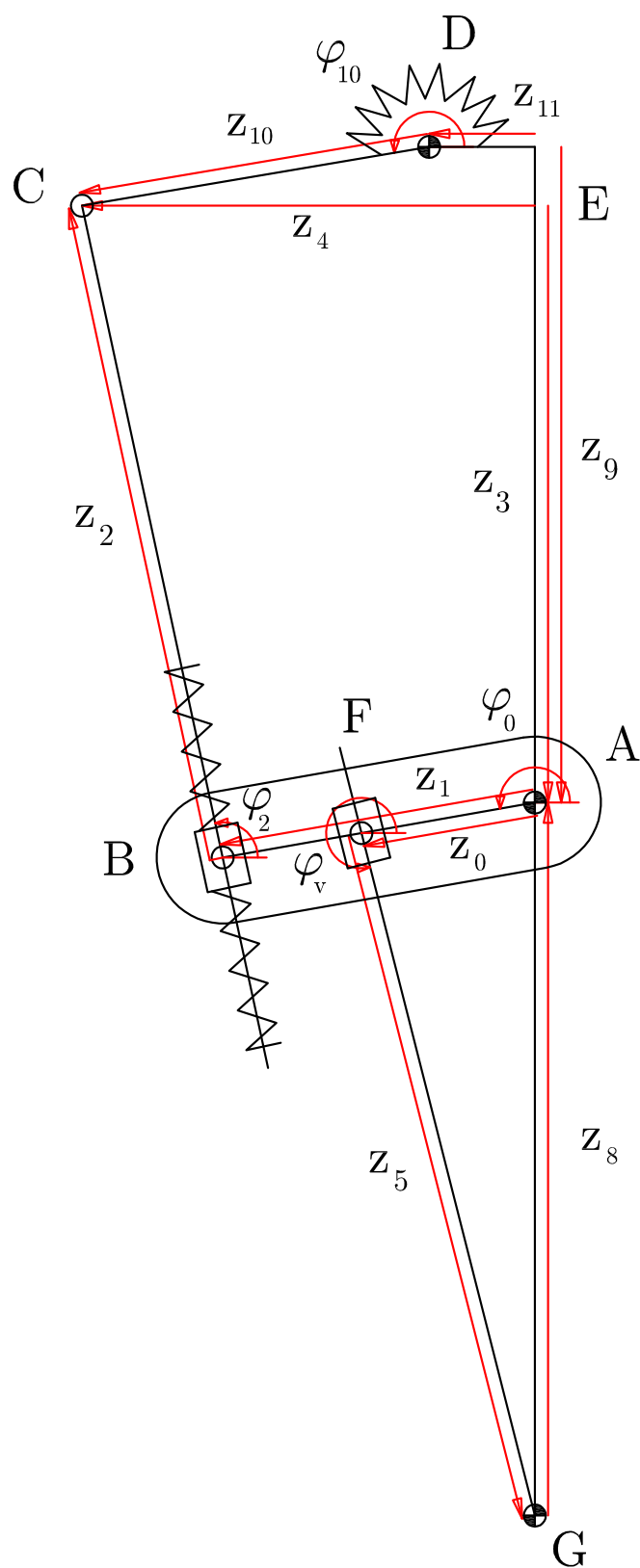


Figura 4.14: Schema cinematico del meccanismo.

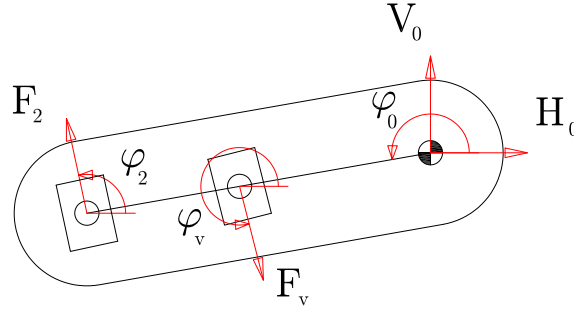


Figura 4.15: Schema delle forze agenti sul membro $\overline{AB}$.

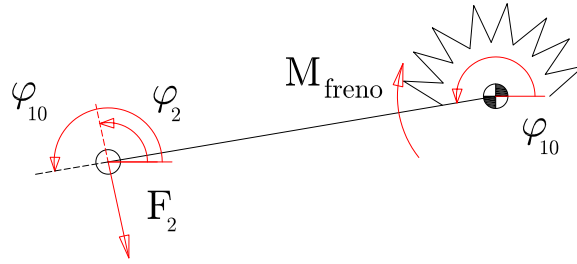


Figura 4.16: Schema delle forze agenti sul membro $\overline{CD}$.

mentre per le condizioni di congruenza geometrica si può scrivere

$$z_0 \cdot \cos(\varphi_0) + z'_5 \cdot \cos(\varphi_5) = 0 \quad (4.8)$$

La funzione che descrive la relazione tra momento applicato sulla leva del freno e relativa rotazione è descritta nel paragrafo 4.2.2, in forma generale può però essere scritta come

$$M_{freno} = \Phi_{freno}(\varphi'_{10} - \varphi_{10})$$

Imponendo l'equilibrio delle forze sul membro $\overline{CD}$ si può quindi scrivere l'equazione (vedi figura 4.16)

$$F_R \cdot \sin\left(\varphi_2 - (\varphi'_{10} - \pi)\right) \cdot z_{10} = \Phi_{freno}(\varphi'_{10} - \varphi_{10}) \quad (4.9)$$

Per poter simulare il comportamento del sistema è necessario risolvere il sistema di equazioni trovato. Conoscendo il valore di z'_5 , che si ottiene in base alla rotazione dell'albero del motore e dal passo della vite ad esso collegata, dall'equazione 4.7 si può calcolare il valore di φ_0

$$\varphi_0 = \pi + a \sin\left(\frac{(z_8)^2 + (z_0)^2 - (z'_5)^2}{2 \cdot z_8 \cdot z_0}\right)$$

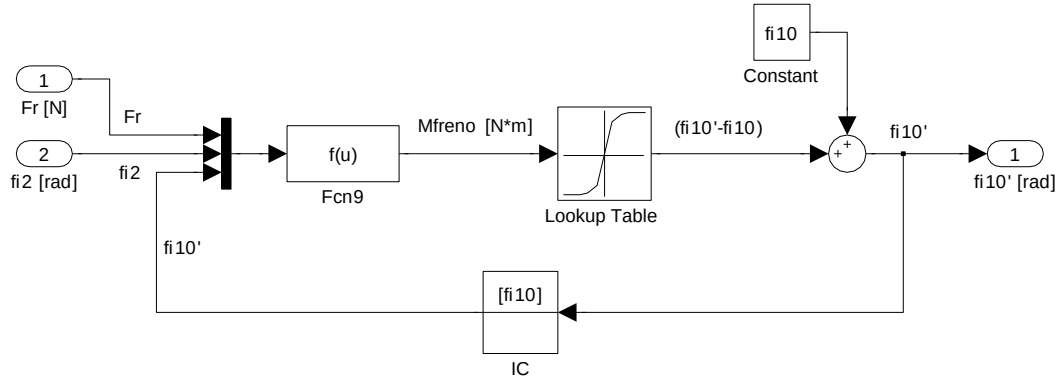


Figura 4.17: Schema Simulink utilizzato per risolvere per via numerica l'equazione 4.9.

mentre dall'equazione 4.8 si calcola φ_5

$$\varphi_5 = 2 \cdot \pi - \arccos \left(-\frac{z_0 \cdot \cos(\varphi_0)}{z'_5} \right)$$

Il triangolo CDE può essere risolto conoscendo la forza F_R e l'angolo φ_2 . Supponendo infatti di conoscere questi dati il valore dell'angolo φ'_{10} può essere trovato per via numerica risolvendo l'equazione

$$\varphi'_{10} = \varphi_{10} + \Phi_{freno}^{-1} \left(F_R \cdot \sin \left(\varphi_2 - \left(\varphi'_{10} - \pi \right) \right) \cdot z_{10} \right)$$

ottenuta invertendo l'equazione 4.9. La figura 4.17 riporta lo schema utilizzato per risolvere la funzione in ambiente Simulink, dove il blocco IC impone che il valore iniziale dell'angolo φ'_{10} corrisponda al valore che l'angolo assume con il meccanismo in condizioni di partenza, in cui le molle sono scariche, mentre il blocco "Lookup Table" contiene, in forma numerica, la relazione tra la coppia applicata alla leva del freno e la corrispondente rotazione (il calcolo di questa tabella è descritto nel paragrafo 4.2.2).

Conoscendo l'angolo φ'_{10} si può quindi poi calcolare direttamente

$$z_3 = z_9 + z_{10} \cdot \sin(\varphi'_{10})$$

$$z_4 = -z_{10} \cdot \cos(\varphi'_{10}) + z_{11}$$

Il valore di z'_2 e φ_2 può essere calcolato risolvendo il sistema formato dalle equazioni 4.5 e 4.6, dove infatti sono già noti φ_0 , z_3 e z_4 . Si ottiene quindi

$$z'_2 = \sqrt{-2 \cdot z_1 \cdot z_3 \cdot \sin(\varphi_0) + 2 \cdot z_1 \cdot z_4 \cdot \cos(\varphi_0) + (z_3)^2 + (z_4)^2 + (z_1)^2}$$

$$\varphi_2 = \pi - \arccos\left(\frac{z_1 \cdot \cos(\varphi_0) + z_4}{z_2'}\right)$$

una volta trovato z_2' si può ricavare la forza F_R sfruttando l'equazione 4.4. Infine, sfruttando l'equazione 4.3 è possibile calcolare la forza F_V , che risulta infatti essere data da

$$F_V = \frac{J_{AB} \cdot \ddot{\varphi}_0 + F_R \cdot \sin(\varphi_0 - \varphi_2) \cdot z_1}{\sin(\varphi_5 - \varphi_0) \cdot z_0}$$

L'accelerazione $\ddot{\varphi}_0$ del membro $\overline{BC}$ può essere calcolata a partire dalla velocità e dall'accelerazione del motore, è infatti sufficiente considerare l'analisi cinematica del quadrilatero AFG (dove in corrispondenza del punto F si ha la coincidenza di una coppia rotoidale e di una prismatica, quindi si ha un membro del quadrilatero di lunghezza nulla). Facendo riferimento alla figura 4.14 si può scrivere l'equazione di chiusura

$$\vec{z}_0 + \vec{z}_5 + \vec{z}_8 = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \end{pmatrix}$$

che espressa in coordinate cartesiane diventa

$$z_0 \cdot \begin{pmatrix} \cos(\varphi_0) \\ \sin(\varphi_0) \end{pmatrix} + z_5 \cdot \begin{pmatrix} \cos(\varphi_5) \\ \sin(\varphi_5) \end{pmatrix} + z_8 \cdot \begin{pmatrix} \cos(\frac{\pi}{2}) \\ \sin(\frac{\pi}{2}) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \end{pmatrix}$$

Derivando queste equazioni rispetto al tempo è possibile ricavare i rapporti di velocità del meccanismo rispetto alla coordinata libera z_5'

$$\tau_{\varphi_0, z_5'} = \frac{\dot{\varphi}_0}{z_5'} = \frac{1}{z_0 \cdot \sin(\varphi_0(t) - \varphi_5(t))}$$

$$\tau_{\varphi_5, z_5'} = \frac{\dot{\varphi}_5}{z_5'} = -\frac{\cos(\varphi_0(t) - \varphi_5(t))}{z_5 \cdot \sin(\varphi_0(t) - \varphi_5(t))}$$

L'accelerazione $\ddot{\varphi}_0$ può quindi poi essere ricavata direttamente dalla conoscenza dei rapporti di velocità del meccanismo, si ha infatti

$$\ddot{\varphi}_0 = \frac{d}{dt} \left(\tau_{\varphi_0, z_5'} \cdot \dot{z}_5' \right) = \tau_{\varphi_0, z_5'} \cdot \ddot{z}_5' + \frac{d\tau_{\varphi_0, z_5'}}{dt} \cdot \left(\dot{z}_5' \right)$$

da cui si può derivare l'espressione per il calcolo di $\ddot{\varphi}_0$ una volta noti $\dot{\varphi}_0$, $\ddot{z}_5'$, $\dot{z}_5'$, φ_0 , φ_5 e $\dot{\varphi}_5$. Il modello completo implementato in Simulink, in cui sono state inserite le equazioni qui sopra descritte, è riportato in figura 4.18

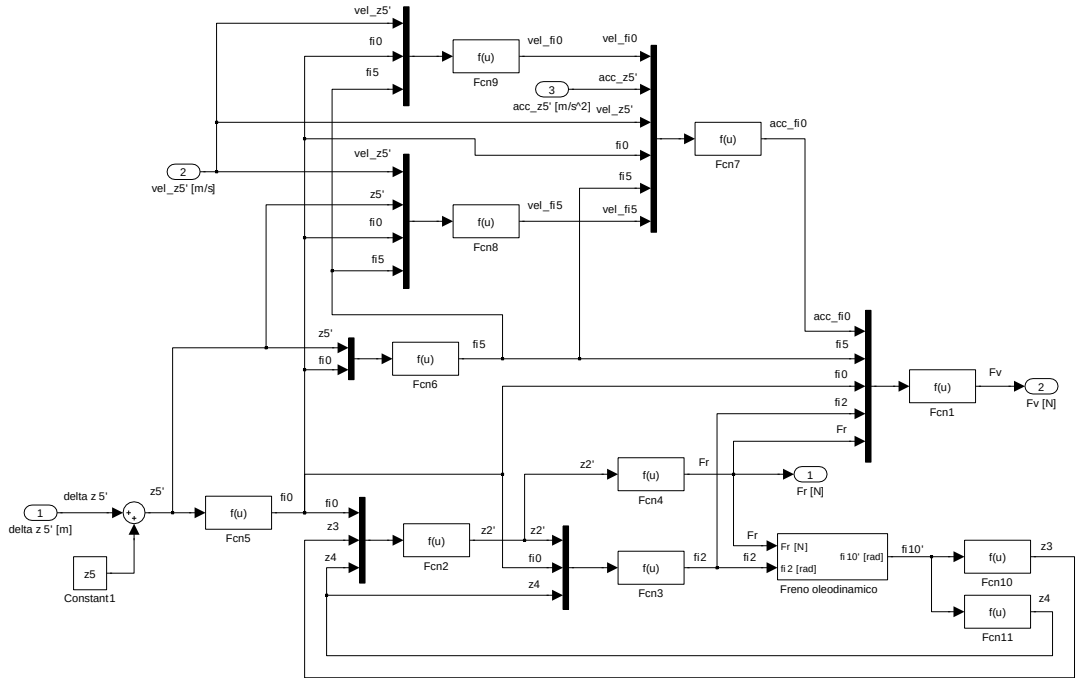


Figura 4.18: Schema Simulink realizzato per simulare il comportamento cinematico e dinamico del meccanismo.

4.2.2 Caratteristica freno oleodinamico

Per poter simulare correttamente il comportamento del meccanismo è necessario ricavare la legge caratteristica che lega la coppia applicata alla leva del freno oleodinamico con la rispettiva rotazione. La relazione tra le due grandezze non è infatti calcolabile in modo semplice (ne è fornita dal produttore) in quanto la pressione della leva va ad agire su uno stantuffo che comprime dell'olio idraulico, che a sua volta muove i pistoni della pinza che vanno a stringere il disco del freno. Tutta questa catena non è facilmente modellizzabile, quindi si è preferito procedere per via sperimentale, misurando la rotazione della leva in funzione della forza applicata.

La stima di questa relazione può essere fatta sfruttando direttamente il meccanismo che è stato realizzato, che infatti in ogni momento consente di ricavare la forza applicata alla leva della pompa del freno tramite la misura della deformazione delle molle. Il calcolo della corrispondente coppia e della rotazione della leva φ'_{10} può invece essere fatto sfruttando l'analisi cinematica illustrata nel paragrafo 4.2.1. In questo modo è stato quindi possibile ricavare la tabella 4.4.

Partendo dai dati acquisiti sperimentalmente si è provveduto a ricavare una funzione interpolante, in modo da poter valutare la curva caratteristica anche in

$\Delta\varphi_{10}$ [°]	M_{freno} [N · m]	$\Delta\varphi_{10}$ [°]	M_{freno} [N · m]
-12.8	-0.120	10.6	0.440
-10.4	-0.119	12.6	0.525
-4.9	-0.094	14.5	0.632
-2.2	-0.076	16.0	0.773
0	0	17.5	0.923
1.2	0.232	18.6	1.116
3.3	0.313	19.4	1.337
5.8	0.351	20.3	1.560
8.3	0.372	20.9	1.825

Tabella 4.4: Dati ricavati sperimentalmente per tracciare la curva caratteristica forza - rotazione della leva della pompa del freno oleodinamico.

punti diversi da quelli individuati sperimentalmente. A tale scopo si è preferito separare il tratto di curva corrispondente a valori di rotazione positiva da quello relativo a rotazioni negative in quanto questi due tratti hanno andamenti profondamente diversi, derivanti dal fatto che il movimento della leva agisce sulla pompa dell'olio solo per rotazioni positive.

Per il calcolo della curva interpolante si è fatto ricorso alla funzione Matlab *fminsearch*, che permette di calcolare i valori dei parametri che minimizzano il valore di una opportuna funzione definita dall'utente, è quindi possibile sfruttare tale sistema ad esempio per eseguire l'interpolazione di una serie di dati. Per il tratto corrispondente a valori di rotazione positivi si è ad esempio considerato un polinomio di terzo grado passante per l'origine, rispetto ai cui coefficienti si è minimizzata la distanza tra i valori calcolati e i dati sperimentali. Per fare ciò è stata definita la funzione

```
% xData, yData = ascisse e ordinate dei punti sperimentali
% x0 = vettore dei parametri del polinomio interpolante
function E = p_interp(x0, xData, yData)
    E = sum( ((x0(1).*xData.^3 + x0(2).*xData.^2 + ...
        x0(3).*xData.^1 ) - yData) .^2 );
end
```

che è stata minimizzata in funzione del vettore dei parametri X_0 utilizzando la funzione

```
p_coeff = fminsearch(@(x) p_interp(x,xData1,yData1), ...
```

[0.0006 -0.01 0.127]);

In questo modo è stato possibile ottenere l'equazione interpolante per il tratto di curva corrispondente a valori di rotazione positiva

$$\Phi_A = a_3 \cdot x^3 + a_2 \cdot x^2 + a_1 \cdot x + a_0 \text{ con } x \geq 0$$

$$\begin{aligned} a_3 &= 0.0006514 \\ a_2 &= -0.01625 \\ a_1 &= 0.1398 \\ a_0 &= 0 \end{aligned}$$

Per il tratto di curva corrispondente a valori di rotazione negativa si è proceduto allo stesso modo, considerando però come funzione interpolante la funzione

$$\Phi_B = b_1 \sqrt{b_3 + b_2 \cdot x}$$

inoltre in questo caso oltre a minimizzare la distanza tra i punti misurati sperimentalmente e quelli calcolati, tramite opportuni coefficienti di peso, si è fatto in modo che la funzione fosse costretta a passare per lo zero e che la sua derivata nell'origine fosse uguale alla derivata nell'origine del polinomio Φ_A . La funzione da minimizzare che è stata utilizzata in questo caso è

```
% xData, yData = ascisse e ordinate dei punti sperimentali
% x0 = vettore dei parametri del polinomio interpolante
% derivata_p0 = derivata del polinomio Phi_A nell'origine
function E = r_interp(x0, xData, yData, derivata_p0)
    E = sum( ((x0(1).*sqrt(x0(3) + x.*x0(2))) -y).^2) + ...
        10*((x0(1).*sqrt(x0(3) + 0.*x0(2))) -0).^2 + ...
        10*(1/2*x0(1)./(x0(3)+x0(2).*0).^ (1/2) .*x0(2) ...
        - derivata_p0)^2;
end
```

i cui parametri sono stati minimizzati sempre facendo ricorso alla funzione *fminsearch*, ottenendo

$$\Phi_B = b_1 \sqrt{b_3 + b_2 \cdot x} + b_4 \text{ con } x < 0$$

$$\begin{aligned} b_1 &= -0.0236 \\ b_2 &= -2.4402 \\ b_3 &= 0.042548 \\ b_4 &= -b_1 \sqrt{b_3 + b_2 \cdot 0} = 0.00488 \end{aligned}$$

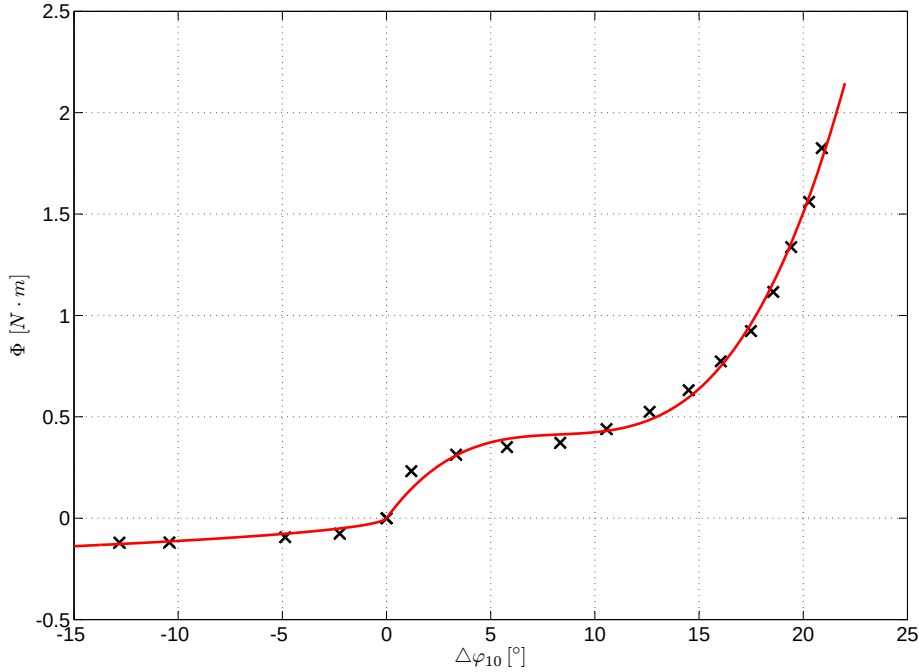


Figura 4.19: Curva caratteristica del freno oleodinamico che interpola i dati ricavati sperimentalmente.

dove il coefficiente b_4 è stato aggiunto successivamente per imporre l'effettivo passaggio della funzione Φ_B per l'origine. Complessivamente quindi, l'unione delle funzioni Φ_A e Φ_B consente di descrivere la curva caratteristica del freno oleodinamico, riportata in figura 4.19. Questa equazione permette inoltre di calcolare i valori numerici necessari per definire l'andamento della sua inversa⁵ nel blocco "Lookup Table" descritto nel paragrafo 4.2.1.

4.2.3 Simulazione

Al fine di ottimizzare la struttura del meccanismo descritto nel paragrafo 4.2.1 e valutarne le prestazioni si è provveduto a creare una simulazione in ambiente Simulink che comprendesse lo schema di controllo, il sistema di trasmissione, il motore DC e il relativo driver di comando. Lo schema complessivo che è stato realizzato è riportato in figura 4.20, in ingresso si ha la forza desiderata da applicare alla leva del freno, mentre in uscita si ha la forza effettivamente generata.

⁵L'andamento della funzione inversa si ottiene direttamente scambiando il vettore delle ascisse (cioè l'angolo di rotazione) con quello delle ordinate (cioè la coppia applicata) calcolato con la funzione $\Phi = \Phi_A \cup \Phi_B$.

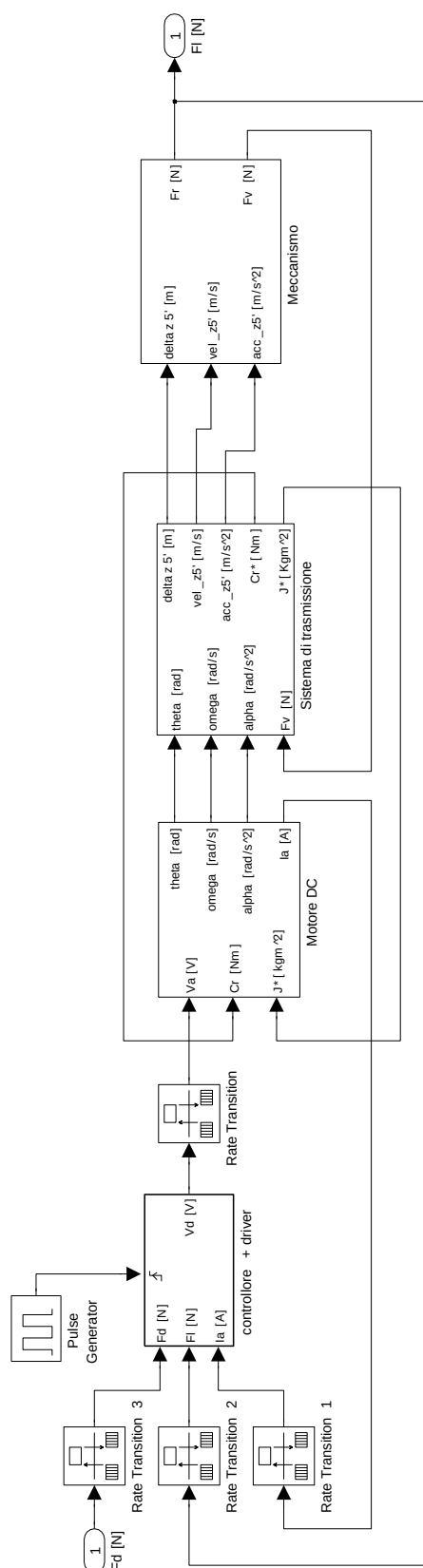


Figura 4.20: Struttura base dello schema Simulink utilizzato per simulare il funzionamento del sistema.

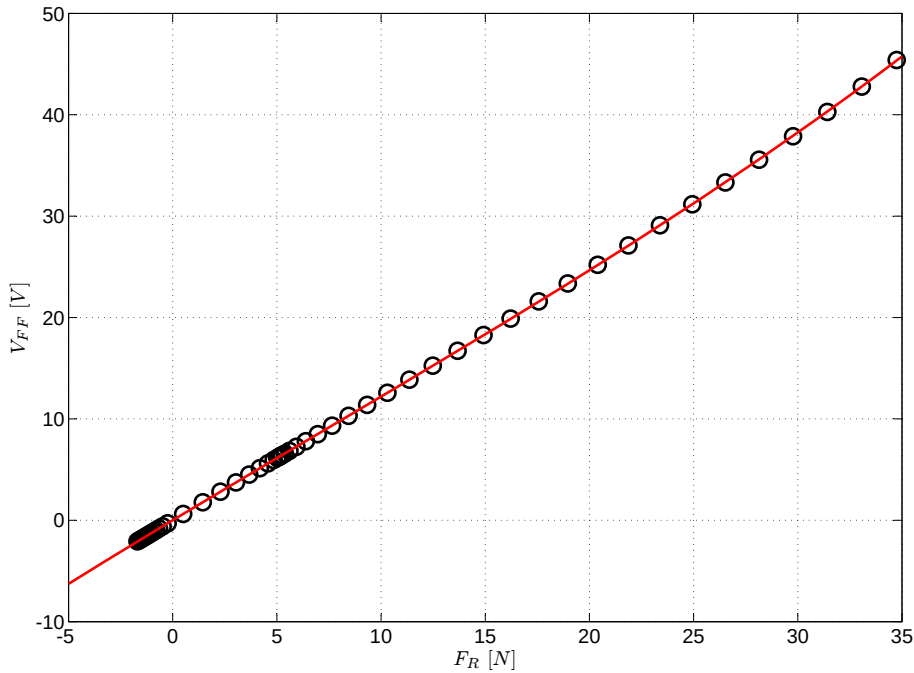


Figura 4.21: Curva che interpola i dati ricavati tramite la simulazione per il calcolo del termine di feed-forward.

Controllore e driver

Poiché lo schema di controllo e il driver del motore sono stati implementati utilizzando un microcontrollore, come spiegato nel paragrafo 4.2.5, si è modellizzato questo sistema impiegando un blocco comandato da un segnale ad impulsi, che consentisse di simulare la frequenza di lavoro del microcontrollore. All'interno di questo blocco si è quindi provveduto ad implementare lo schema di controllo e la logica del driver del motore. Lo schema di controllo genera l'azione di comando da inviare al driver in base all'errore di forza calcolato come differenza tra la forza desiderata e la forza effettivamente applicata, misurata sfruttando le molle del meccanismo (che corrisponde alla forza F_R , calcolata secondo le formule riportate nel paragrafo 4.2.1 e discretizzata in base alla corsa misurabile e alla risoluzione del convertitore DAC impiegato, le cui caratteristiche sono descritte nel paragrafo 4.2.5).

Il controllo, almeno per questa prima versione, sfrutta un azione PD accoppiata con una rete di feed-forward. Il termine di feed-forward fornisce la tensione a regime che deve essere fornita al motore per ottenere una determinata forza sulla leva del freno.

Per semplificare il calcolo di questo termine anziché implementare tutto lo

p_3	p_2	p_1	p_0
0.000146	-0.00309	1.236	0.00485

Tabella 4.5: Parametri della funzione che consente il calcolo del termine di feed-forward.

schema cinematico e dinamico del meccanismo è stata ricavata per via numerica la relazione tra queste due grandezze sfruttando la simulazione del meccanismo completo. Facendo infatti variare in modo lineare il valore di z'_5 , tramite lo schema di figura 4.18 si sono ottenuti i rispettivi valori di forza applicata alla leva della pompa del freno F_R e forza assiale esercitata dalla vite F_V , da cui stato possibile risalire alla corrispondente tensione da applicare al motore sfruttando la relazione

$$V_m = -R_a \cdot \left[\frac{1}{K_T} \left(\frac{1}{\eta_{vite}} \cdot \tau_{z'_5, \vartheta_m} \cdot F_V \right) \right]$$

dove R_a è la resistenza del circuito elettrico del motore, K_T la sua costante di coppia, η_{vite} il rendimento della vite di trasmissione e $\tau_{z'_5, \vartheta_m}$ il rapporto di trasmissione tra lo spostamento lineare del carrello mosso dalla vite e la rotazione della vite stessa. I valori numerici ottenuti in questo modo sono stati quindi poi utilizzati per ricavare la funzione interpolante che definisce la relazione tra F_V e V_m . In figura 4.21 sono riportati i valori numerici ottenuti dalla simulazione e la funzione interpolante, che ha equazione

$$V_{FF}(F_V) = p_3 \cdot (F_V)^3 + p_2 \cdot (F_V)^2 + p_1 \cdot F_V + p_0$$

dove i valori dei coefficienti sono stati calcolati con il metodo dei minimi quadrati e il loro valore è riportato nella tabella 4.5.

Dato che la vite che trasforma la rotazione dell'albero del motore in rotazione del membro $\overline{AB}$ di figura 4.14 è irreversibile, il sistema che si ottiene è evidentemente non lineare. Per cercare di compensare gli effetti che ne derivano l'azione di feed-forward viene calcolata in modo diverso in base al valore assunto dalla differenza $F_d - F_l$, dove F_d corrisponde alla forza che si desidera esercitare sulla leva del freno e F_l la forza effettivamente applicata. Si distinguono infatti 3 casi

- $|F_d - F_l| \leq \lim$, dove $\lim$ è un valore sufficientemente piccolo sotto al quale la forza generata risulta essere sufficientemente vicina alla forza richiesta. In questa situazione il termine di feed-forward viene annullato e quindi l'azione di controllo risulta essere determinata solo dal controllore PD, che comunque genera un'azione piccola dato che l'errore di inseguimento è piccolo e con variazioni contenute. La riduzione dell'azione di comando non comporta

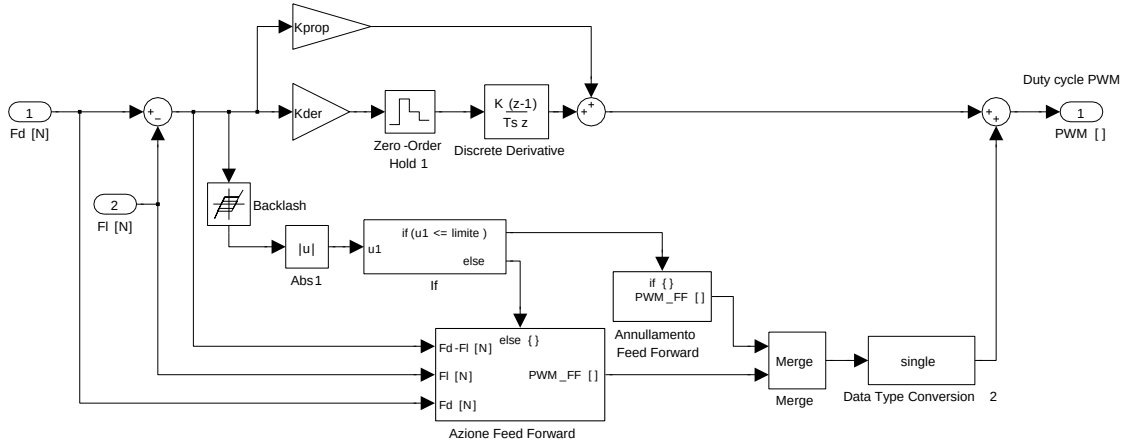


Figura 4.22: Schema che implementa il ciclo di controllo del meccanismo.

però una variazione della forza generata sulla leva del freno dato che il meccanismo è irreversibile

- $F_d - F_l > \lim$, in questa condizione la tensione V_{FF} ottenuta dalla funzione di calcolo del termine di feed-forward (calcolato considerando la forza F_d che si vuole applicare al carico) viene trasformata in percentuale di duty cycle da inviare al driver del motore sfruttando la relazione

$$PWM_{FF} = \frac{PWM_{100\%}}{V_{max,driver}} \cdot V_{FF} \quad (4.10)$$

- $F_d - F_l < -\lim$, in questo caso si è nella condizione in cui il moto del meccanismo è impedito dall'irreversibilità della vite. Per poter iniziare il movimento del meccanismo è quindi necessario che il motore applichi una forza che superi quella generata dal carico sulla vite. In questo caso quindi il termine di feed-forward è calcolato considerando la forza F_R applicata alla leva del freno, da cui quindi ottenere la tensione che deve essere applicata al motore per "compensare" la forza del carico (calcolata sempre con la formula 4.10), il movimento del meccanismo viene quindi in questo caso demandato tutto al controllore PD.

Lo schema risultante è mostrato in figura 4.22, dove si può notare che il calcolo del parametro $|F_d - F_l|$ è preceduto da un blocco di backlash che consente di evitare una continua attivazione/disattivazione del controllo di feed-forward quando il sistema si trova a muoversi a cavallo della condizione $|F_d - F_l| = \lim$.

Il blocco che si occupa di implementare il driver di controllo del motore ha come ingresso il segnale di comando generato dallo schema di controllo (quindi il

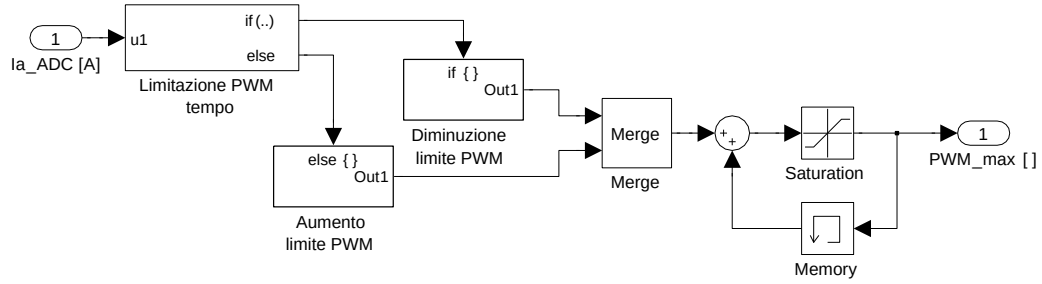


Figura 4.23: Schema utilizzato per limitare il valore massimo del duty cycle dell'onda quadra generata inviata al motore e quindi problemi di surriscaldamento.

valore di duty cycle dell'onda PWM) e la corrente assorbita dal motore. La lettura della corrente viene utilizzata per limitare il surriscaldamento del motore, infatti se il suo valore supera quello che il motore può sopportare in modo continuato viene decrementato un contatore che limita il valore massimo che può assumere il duty cycle dell'onda PWM, limitando quindi la tensione applicata. Questo contatore è definito in modo che il valore del duty cycle massimo inizi a diminuire se la corrente supera la soglia di stallo per più di 2 secondi, evitando però che possa scendere sotto al valore corrispondente alla tensione che il motore può sopportare in condizione di stallo permanente. Lo schema che implementa la riduzione del duty cycle in funzione della corrente assorbita dal motore è mostrato in figura 4.23, mentre il valore iniziale del contatore inserito nel blocco memory (che corrisponde anche al limite superiore del blocco di saturazione) si può calcolare con la formula

$$PWM_{limite,sup} = t_{ammesso} \cdot f_{ciclo} + PWM_{stallo}$$

dove $t_{ammesso}$ corrisponde al tempo (espresso in secondi) per il quale si può ritenere accettabile che la corrente superi il valore continuo massimo, f_{ciclo} è la frequenza in Hz con cui viene calcolato il ciclo di controllo, che corrisponde anche alla velocità di incremento/decremento del contatore ⁶.

Per limitare ulteriormente il riscaldamento del motore si è inoltre sfruttato l'irreversibilità del meccanismo, annullando il duty cycle dell'onda PWM nel caso in cui debba essere mantenuta costante la forza impressa sulla leva della pompa del

⁶Il metodo qui descritto che è stato implementato per limitare la corrente nel motore non rappresenta comunque una soluzione ottimale per scongiurare incrementi troppo elevati di temperatura in quanto non si considerano tutti i fattori che influenzano lo scambio termico del motore con l'ambiente esterno, può però comunque essere considerato accettabile per eseguire i primi test del sistema, che si svolgono su brevi periodi.

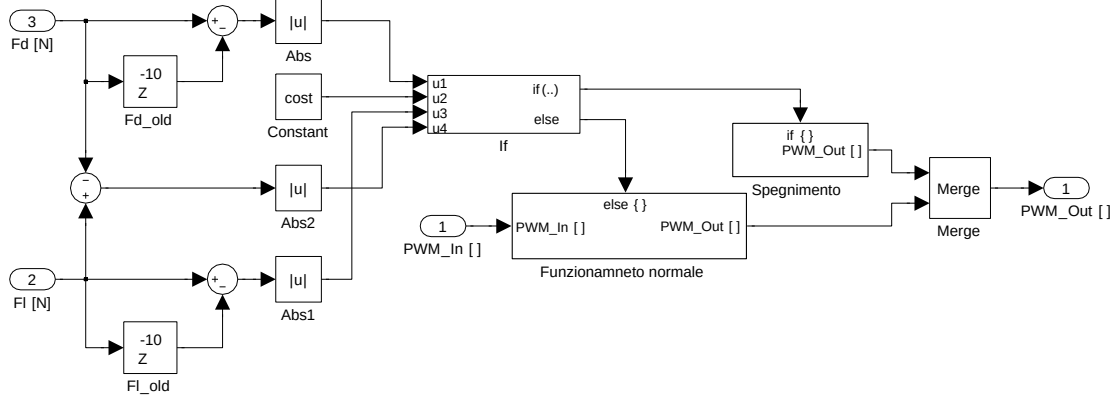


Figura 4.24: Schema utilizzato per disabilitare il motore in condizioni di forza costante.

freno. Questa condizione viene raggiunta se contemporaneamente se si verificano i seguenti requisiti:

- la forza F_d che si desidera imporre al carico è uguale al valore assunto $10 \cdot \frac{1}{f_{ciclo}}$ secondi prima ⁷ entro una certa soglia $soglia_1$
- la forza F_l che è effettivamente applicata al carico è uguale al valore assunto $10 \cdot \frac{1}{f_{ciclo}}$ secondi prima ⁷, entro una certa soglia $soglia_1$
- la differenza $|F_d - F_l|$ è inferiore alla soglia $soglia_2$

Quando tutte e 3 le condizioni sono soddisfatte la tensione inviata al motore viene annullata, in caso contrario viene passato il valore di duty cycle calcolato dallo schema di controllo. Lo schema che realizza questo comportamento è riportato in figura 4.24.

Motore DC

Lo schema impiegato per simulare il comportamento del motore in corrente continua è quello già ben noto dalla letteratura [71]. Considerando il circuito elettrico del rotore si ha lo schema di figura 4.25, dove

$$\begin{cases} V_c = R_a \cdot I_a + L_a \frac{dI_a(t)}{dt} + V_{EMF} \\ V_{EMF}(t) = K_V \cdot \omega(t) \end{cases} \quad (4.11)$$

Considerando invece l'equilibrio meccanico delle coppie che agiscono sul motore del rotore, facendo riferimento alla figura 4.26, si ha

⁷Quindi 0.01 s prima considerando $f_{ciclo} = 1 \text{ kHz}$

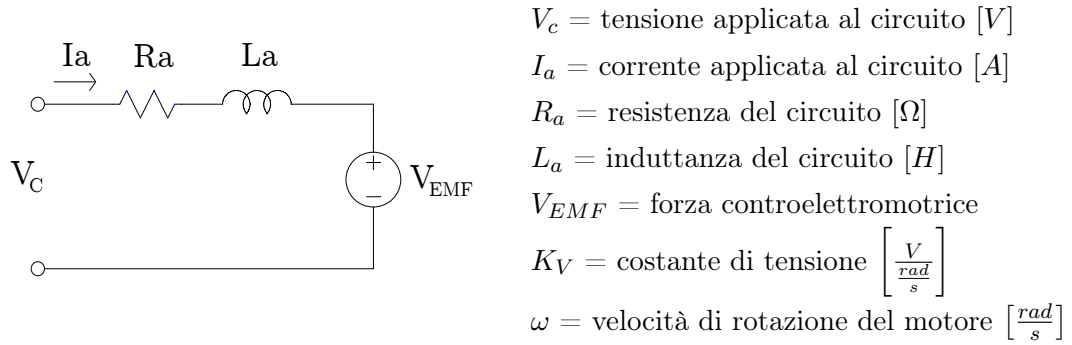


Figura 4.25: Circuito elettrico equivalente di un motore elettrico in corrente continua.

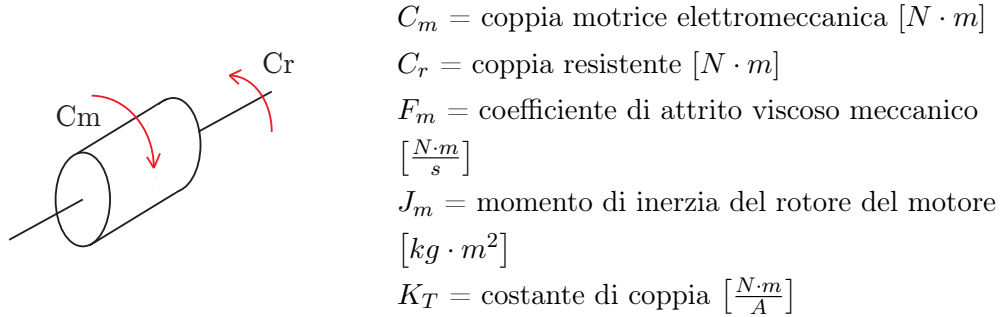


Figura 4.26: Equilibrio meccanico delle forze agenti sul rotore di un motore.

$$\begin{cases} C_m(t) - C_r(t) = F_m \cdot \omega(t) + J_m \frac{d\omega(t)}{dt} \\ C_m(t) = K_T \cdot I_a(t) \end{cases} \quad (4.12)$$

Sfruttando il sistema di equazioni differenziali 4.11 e 4.12 si riesce quindi a definire lo schema riportato in figura 4.27, da cui deriva anche la funzione di trasferimento per il motore in corrente continua comandato in tensione\velocità⁸

$$\omega = \frac{K_T}{R_a \cdot (J_m \cdot s + F_m) + K_V \cdot K_T} V_c - \frac{1}{(J_m \cdot s + F_m) + \frac{K_V \cdot K_T}{R_a}} C_r$$

Lo schema effettivamente utilizzato per simulare il comportamento del motore è riportato in figura 4.28. Rispetto allo schema di figura 4.27 è presente una coppia di attrito aggiuntiva che va ad opporsi alla coppia generata dal motore,

⁸E' possibile avere una stima del coefficiente di attrito viscoso meccanico sfruttando la relazione $F_m = \frac{K_T \cdot I_{VUOTO}}{\omega_{MAX}}$ che calcola l'attrito viscoso a partire dalla misura della coppia necessaria per far muovere il rotore del motore alla massima velocità, senza carico applicato; in questo caso infatti, a regime, tutta la coppia fornita del motore viene dissipata dall'attrito viscoso meccanico. Riguardo alla costante di coppia del motore, dal punto di vista del valore numerico, vale la relazione $K_V \left[\frac{V}{\frac{rad}{s}} \right] = K_T \left[\frac{N \cdot m}{A} \right]$.

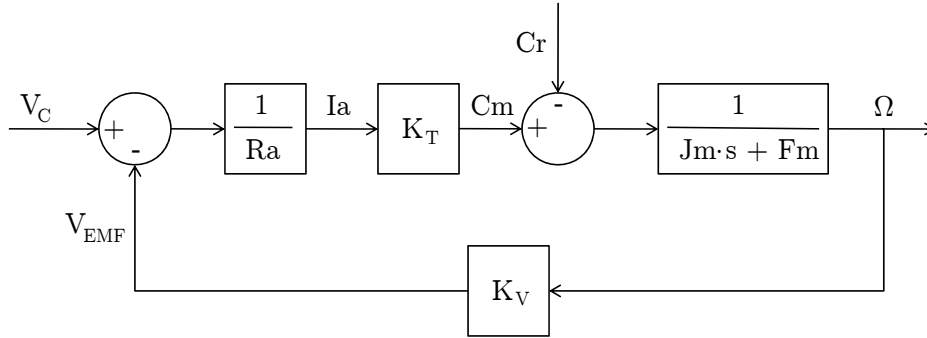


Figura 4.27: Modello di un motore in corrente continua controllato in tensione\velocità (dove si trascura la costante di tempo elettrica $\frac{L_a}{R_a}$ i cui effetti sono sovrastati dalla costante di tempo meccanica $\frac{J_m}{F_m}$).

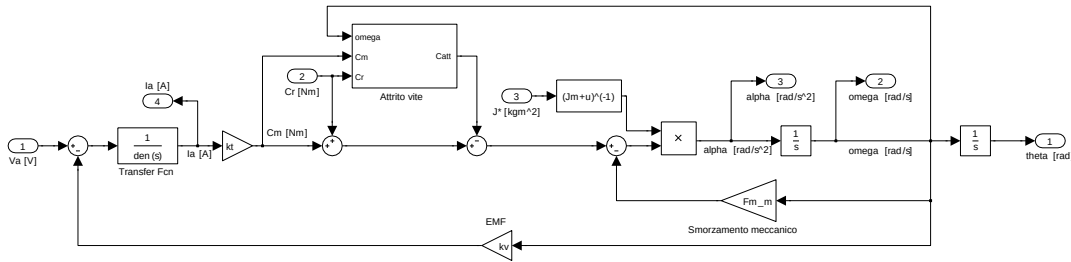


Figura 4.28: Schema Simulink utilizzato per simulare il comportamento del motore utilizzato per muovere il sistema.

questa azione è stata introdotta per modellizzare l'irreversibilità del movimento del meccanismo introdotto dalla vite che trasforma la rotazione del motore in modificazione della lunghezza del membro $\overline{FG}$ del meccanismo. Per poter simulare questo comportamento si è considerata l'espressione dell'attrito di strisciamento utilizzata per considerarne gli effetti nelle simulazioni numeriche, cioè

$$F_{att} = \frac{2}{\pi} \cdot \text{atan}(k_{\Omega} \cdot \Omega) \cdot (C_1 + C_2 \cdot e^{-\Omega^2}) \quad (4.13)$$

Questa funzione consente infatti di ottenere una forza di attrito in funzione della velocità che ha l'andamento riportato in figura 4.29, cioè a velocità quasi nulle la forza è massima e pari alla forza di attrito statico, mentre per velocità non nulle la forza di attrito cala per assumere un valore pari alla forza di attrito dinamico, che è inferiore al valore assunto nel caso statico. In questa formulazione si ha che la condizione di attrito statico è mantenuta anche per valori di velocità non nulli, anche se abbastanza piccoli, ciò però è necessario per non cau-

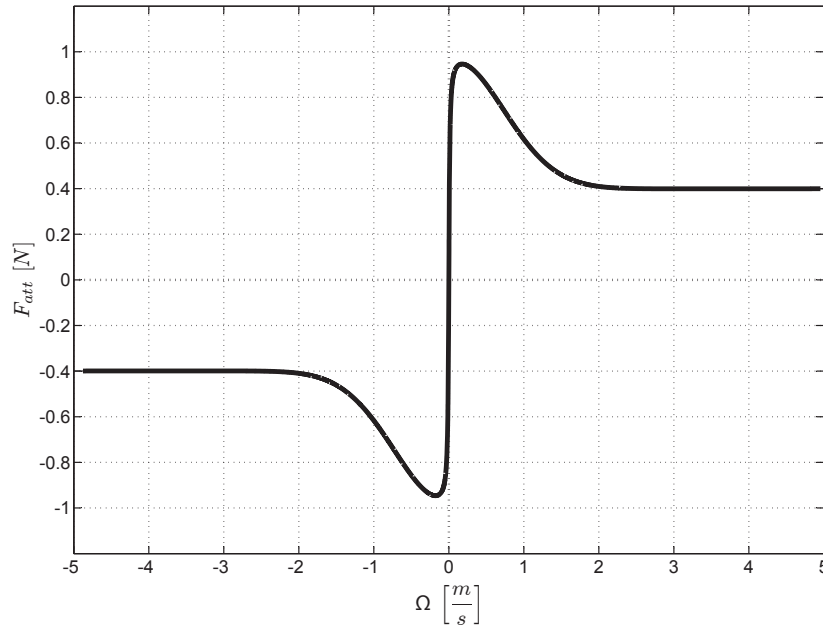


Figura 4.29: Andamento della forza di attrito radente descritta dalla funzione 4.13.

sare discontinuità nel calcolo della forza di attrito che avrebbero comportato dei problemi nella risoluzione del modello Simulink.

Utilizzando questa formulazione della forza di attrito si ha quindi che se la forza applicata dal motore al meccanismo non supera la forza di attrito statico, il meccanismo è vincolato ad assumere velocità quasi nulle⁹. Se al meccanismo è applicata una forza sufficiente a vincere la massima forza di attrito statico esso inizia a muoversi e a subire solo l'effetto della forza di attrito dinamico. Per simulare l'irreversibilità del movimento della vite, cioè l'impossibilità di imporre la sua rotazione applicando una forza alla chiocciola, si è quindi pensato di sfruttare il comportamento della funzione 4.13 imponendo un valore dell'attrito statico molto elevato nel caso in cui il sistema rientri nelle condizioni di movimento irreversibile. Per riconoscere la situazione di moto impedito dall'irreversibilità della vite si è quindi definita la condizione

$$\text{sign}(\Omega) = \text{sign}(C_r) \text{ AND } C_r > C_m$$

Quando questa condizione è verificata la forza di attrito statica viene aumen-

⁹In realtà il meccanismo dovrebbe rimanere fermo, però a causa della difficoltà di simulare comportamenti discontinui si è ritenuta accettabile questa semplificazione, dato che le velocità permesse sono molto contenute.

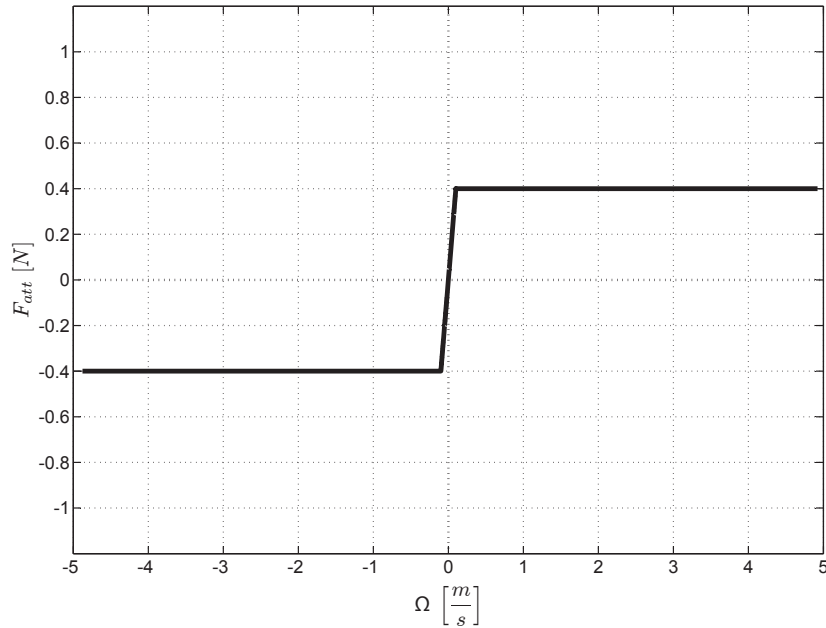
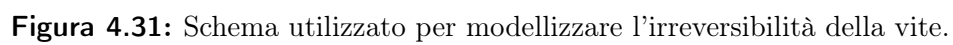


Figura 4.30: Andamento della forza di attrito di strisciamento definita con il modello semplificato, più adatto ad essere impiegato per simulare l'irreversibilità del meccanismo in quanto è possibile variare i limiti lasciando invariato l'andamento della funzione per velocità prossime a zero, nell'intorno delle quali si valuta lo stato del sistema per decidere il passaggio tra la condizione di attrito radente e l'irreversibilità del meccanismo (il passaggio tra le due condizioni si ha infatti in corrispondenza di un'inversione della rotazione della vite, quindi la velocità passa necessariamente per lo zero).

tata di un fattore 1000, causando quindi il blocco del meccanismo¹⁰. Per semplificare la simulazione il calcolo dell'attrito non è stato fatto utilizzando l'equazione 4.13, ma per il calcolo della forza di attrito si è considerata una funzione lineare di Ω con saturazione mobile dipendente dal verificarsi della condizione di irreversibilità. L'andamento di questa funzione semplificata per il calcolo dell'attrito è riportato in figura 4.30, mentre in figura 4.31 è riportato lo schema Simulink utilizzato per riconoscere la condizione di irreversibilità del movimento e calcolare quindi la corrispondente forza di attrito.

¹⁰Come già discusso nella nota 9, con questa modellizzazione dell'attrito non si riesce ad bloccare completamente il movimento del meccanismo, la sua velocità viene però costretta a valori molto piccoli, tali da poter considerare ai fini della simulazione il meccanismo bloccato.



Sistema di trasmissione

Considerando uno schema generico il sistema di trasmissione può comprendere un riduttore posto a valle del motore, collegato alla vite che trasforma il movimento di rotazione del motore in movimento di traslazione del pattino, che regola l'allungamento del membro $\overline{FG}$ del meccanismo descritto nel paragrafo 4.2.1. Indicando con T_{R-rot} il rapporto di trasmissione del riduttore e con $T_{R-lin} = \frac{p}{2\pi}$ il rapporto di trasmissione della vite con passo p si ha

$$\begin{aligned}\Delta z'_5 &= T_{R-lin} \cdot T_{R-rot} \cdot \Delta \vartheta \\ \dot{z}'_5 &= T_{R-lin} \cdot T_{R-rot} \cdot \omega \\ \ddot{z}'_5 &= T_{R-lin} \cdot T_{R-rot} \cdot \alpha\end{aligned}$$

dove $\Delta \vartheta$, ω e α sono rispettivamente l'incremento di rotazione, la velocità e l'accelerazione dell'albero del motore. Allo stesso modo il calcolo della coppia ridotta all'albero motore, considerando solo le forze applicate alla chiocciola della vite, risulta essere dato da

$$C_r^* = \frac{T_{R-rot} \cdot T_{R-lin}}{\eta_{riduttore} \cdot \eta_{vite}}$$

dove però in questo caso compaiono i rendimenti della trasmissione lineare η_{vite} e del riduttore $\eta_{riduttore}$. Il calcolo dell'inerzia ridotta deve invece essere fatto separando la componente relativa alla trasmissione della vite da quella del riduttore in modo da considerare sia la massa della chiocciola della vite che l'inerzia della vite stessa, in questo caso si ottiene

$$J_m^* = \frac{T_{R-rot}^2}{\eta_{riduttore}} \left(J_{vite} + \frac{T_{R-lin}^2}{\eta_{vite}} \cdot M_{chiocciola} \right)$$

La struttura del blocco Simulink relativo alla trasmissione che collega il motore al meccanismo di trazione del freno è riportato in figura 4.32.

Risultati delle simulazioni

Tramite il modello Simulink che è stato realizzato è stato quindi possibile simulare il comportamento del meccanismo, per stimarne le prestazioni. Uno dei test che è stato considerato riguarda la risposta ad un gradino di forza, che corrisponde alla condizione di lavoro più probabile per il meccanismo, in quanto esso per simulare efficacemente i limiti di instabilità del sollevatore telescopico dovrà essere in grado di generare gradini di forza in modo veloce e preciso. Data non la linearità del sistema è stato considerato anche il successivo ritorno alla condizione di forza

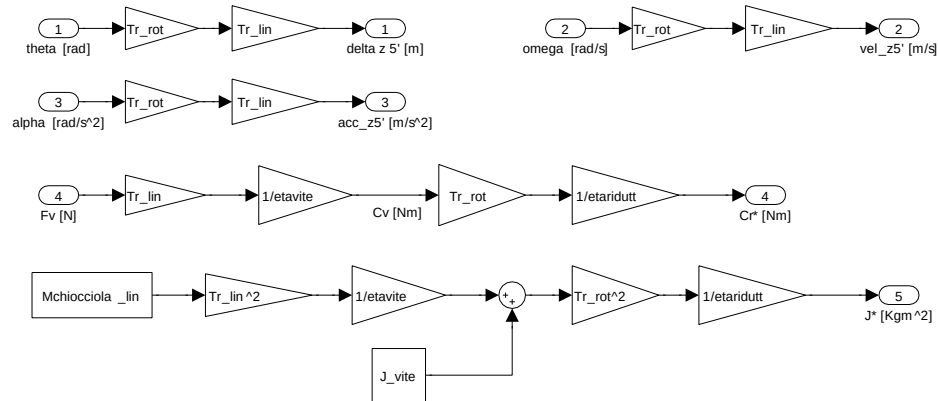


Figura 4.32: Schema Simulink che modella la trasmissione del moto dal motore al meccanismo che esercita la forza di trazione sulla leva del freno.

nulla. Nelle figure 4.34a, 4.34b e 4.34c sono riportati i grafici ottenuti per varie intensità di forza comandata.

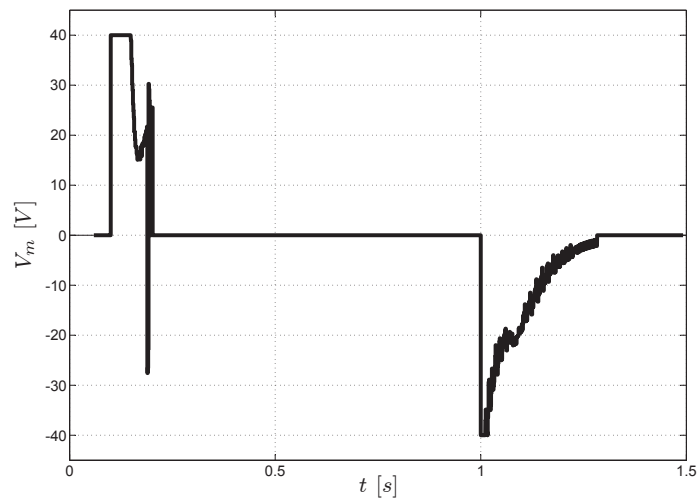
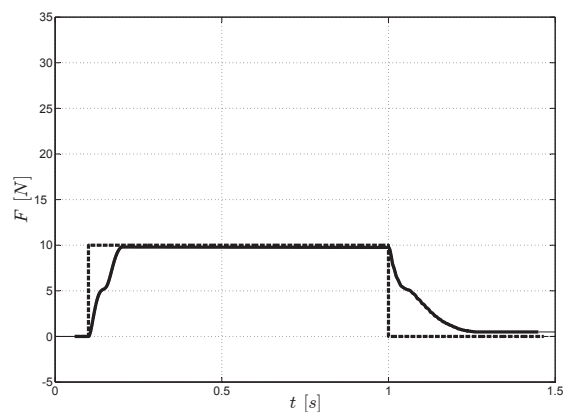
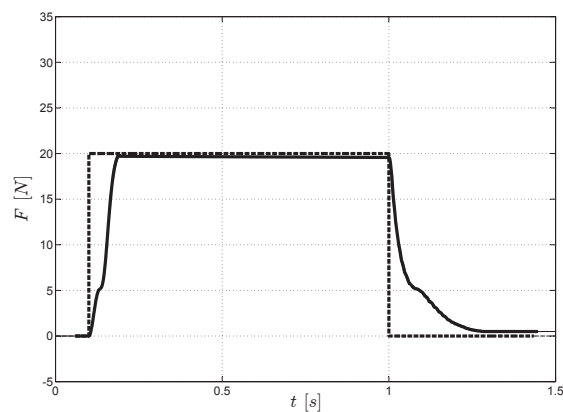


Figura 4.33: Andamento della tensione applicata al motore per ottenere il gradino di forza $+10_N \rightarrow 0_N$.

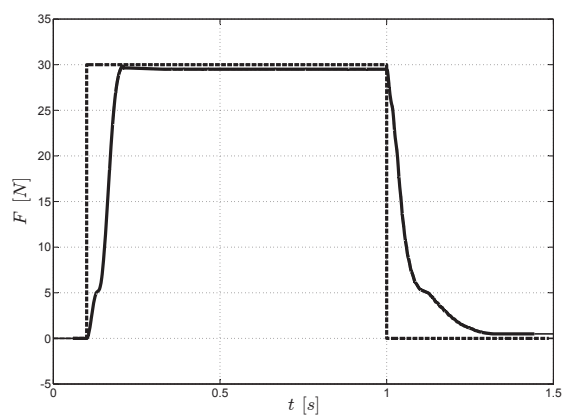
Considerando ad esempio il caso del gradino di forza a $+20_N$ in figura 4.33 è riportato l'andamento della tensione applicata dal driver al motore. Come si può vedere la tensione viene annullata quando la forza applicata al carico raggiunge il valore desiderato (entro i limiti considerati), limitando quindi l'assorbimento di corrente e quindi il surriscaldamento del motore. I dati ottenuti dalle simulazioni dovranno comunque essere validati tramite test eseguiti sul prototipo realizzato al fine di determinare anche i parametri e le caratteristiche effettive dei componenti utilizzati.



(a) Risposta del sistema ad un gradino di forza di $+10\text{ N}$ ($t_a = 102\text{ ms}$) e 0 N ($t_a = 265\text{ ms}$).



(b) Risposta del sistema ad un gradino di forza di $+20\text{ N}$ ($t_a = 96\text{ ms}$) e 0 N ($t_a = 285\text{ ms}$).



(c) Risposta del sistema ad un gradino di forza di $+30\text{ N}$ ($t_a = 210\text{ ms}$) e 0 N ($t_a = 320\text{ ms}$).

Figura 4.34: Risposta a gradini di forza di diversa intensità con i relativi tempi di assestamento t_a (la forza richiesta F_d è disegnata in linea tratteggiata, quella effettivamente applicata F_l in linea continua).

4.2.4 Struttura meccanica del prototipo

In base alle simulazioni condotte utilizzando il modello Simulink descritto nel paragrafo 4.2.3, tramite un procedimento iterativo, si è arrivati a definire la struttura definitiva del meccanismo di trazione, già mostrato nella figura 4.12. Per quanto riguarda il motore è stato utilizzato un componente già presente in laboratorio, in particolare un Escap modello 23DT12-216E, le cui caratteristiche sono riportate in tabella 4.6. Poiché dalle simulazioni si è visto che la coppia fornita dall'albero del motore era sufficiente per generare la forza di trazione richiesta sulla leva del motore (anche se è con un certo grado di sovraccarico di corrente rispetto a quella massima accettabile dal motore in condizioni stallo) non è stato inserito un riduttore, ma l'albero del motore è stato collegato direttamente alla vite che genera il movimento lineare. Tra i due elementi è stato però inserito un giunto elastico allo scopo di assorbire gli eventuali disallineamenti e quindi non caricare eccessivamente i cuscinetti del motore.

18	Tensione nominale $[V]$
7300	Velocità a vuoto $[rpm]$
50	Corrente a vuoto $[mA]$
45	Coppia di stallo $[mN \cdot m]$
19.5	Coppia continua massima $[mN \cdot m]$
0.9	Corrente continua massima $[A]$
22.9	Costante di coppia - $K_T \left[\frac{mN \cdot m}{A} \right]$
22.9	Costante di tensione - $K_V \left[\frac{V}{\frac{rad}{s}} \right]$
9.8	Resistenza ai terminali $[\Omega]$
0.8	Induttanza del rotore $[mH]$
6.10	Inerzia del rotore $[10^{-7} \cdot kg \cdot m^2]$



Tabella 4.6: Caratteristiche del motore in corrente continua Escap modello 23DT12-216E.

Per quanto riguarda la vite si è deciso di utilizzare un modello con corpo rullato e madrevite in tecnopolimero, le cui caratteristiche sono riportate in tabella 4.7. Rispetto ad una soluzione con vite a ricircolo di sfere questa scelta ha permesso di ridurre la massa della madrevite e anche il costo del sistema, a scapito però di un basso rendimento della trasmissione.

Il ridotto rendimento di questa soluzione comporta che il meccanismo non sia reversibile, ciò però costituisce un vantaggio per questa specifica applicazione,

8	Diametro nominale [mm]
2	Passo [mm]
1	Numero di principi
Destro	Direzione filettatura
0.2 ~ 0.5	Efficienza meccanica [%]
Poliammide	Materiale chiocciola
+	Resistenza meccanica
+	Resistenza al calore
++	Resistenza all'usura
++	Lavorabilità

Tabella 4.7: Caratteristiche della vite con madrevite in tecnopolimero KSS modello MRH0802B.

perché, come si è già visto nel paragrafo 4.2.3, in questo modo è possibile portare il meccanismo nella configurazione che genera la forza richiesta sulla leva del freno e poi disattivare il motore perché la forza applicata si mantiene comunque costante. Questo aspetto costituisce un fattore positivo anche perché per generare le forze elevate è necessario lavorare con il motore in condizioni di sovraccarico, mentre in questo modo il motore può essere spento non appena la forza richiesta è stata raggiunta, consentendo quindi ai suoi avvolgimenti di raffreddarsi.

La vite e il motore sono inseriti in un supporto che può ruotare attorno ad un asse verticale, che corrisponde alla cerniera G del meccanismo di figura 4.14, in funzione dell'allungamento del membro $\overline{GF}$ comandato dalla rotazione della vite. Per consentire quindi alla vite di guidare la rotazione del supporto riducendo però le forze scaricate sull'albero del motore attraverso il giunto elastico è stata impiegata la soluzione riportata in figura 4.35, in cui si può vedere che la vite è supportata da due cuscinetti a sfere SKF 625 ZZ, posti a 11 mm di distanza per supportare meglio il carico ribaltante imposto dalla vite.

Il link $\overline{AB}$ di figura 4.14 è stato realizzato in modo da poter ruotare attorno al punto A e inoltre permettere la rotazione e lo scorrimento dei membri in corrispondenza delle cerniere F (dove è fissata la chiocciola in tecnopolimero della vite) e B. Tutti i movimenti di rotazione sono stati realizzati impiegando dei cuscinetti in materiale plastico prodotti dalla IGUS [72], in questo modo è stato possibile ridurre sia le masse in movimento, sia il costo del sistema. Questi cuscinetti in materiale plastico inoltre, essendo flangiati, consentono anche di servire da superficie di appoggio tra le facce piane dei componenti che hanno rotazione reciproca,

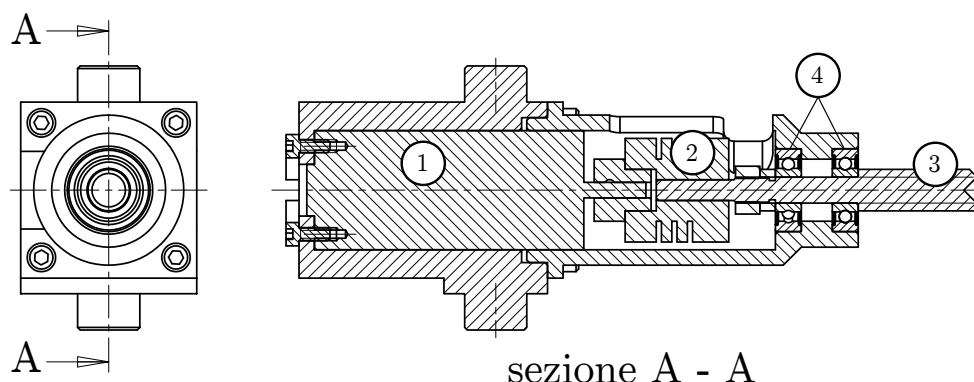


Figura 4.35: Vista in sezione del supporto che alloggia il motore DC (1), il giunto elastico (2), la vite (3) e i cuscinetti radiali SKF 625 ZZ (4).

evitando il contatto diretto tra gli elementi in alluminio. In corrispondenza della cerniera B è fissato sia il cuscinetto assiale (ancora in materiale plastico, prodotto da IGUS) lungo cui scorre il link $\overline{BC}$, sia il potenziometro lineare che ha lo scopo di misurare la deformazione delle molle utilizzata per ricavare la forza effettiva applicata alla leva del freno. Il sistema di molle impiegato è costituito da due molle cilindriche, disposte in parallelo, che lavorano in compressione e le cui caratteristiche sono riportate in tabella 4.8. La deformazione di questo sistema elastico è invece misurata con un potenziometro lineare Honeywell modello LTS02N02KF5C, le cui caratteristiche sono riportate in tabella 4.9.

Diametro esterno [mm]	D_0	12.19
Diametro filo [mm]	d	1.14
Lunghezza a pacco [mm]	Sh	18.31
Lunghezza libera [mm]	L_0	76.2
Lunghezza minima di lavoro [mm]	L_1	33.71
Carico alla lunghezza L_1 [N]	P_1	34.1
Carico di flessione unitaria $\left[\frac{N}{mm}\right]$	R	0.8

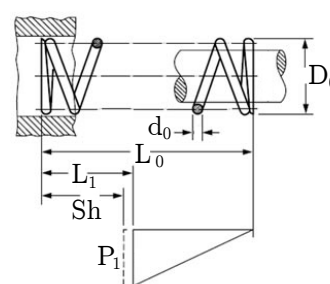


Tabella 4.8: Caratteristiche delle molle codice numero C04800453000S prodotte da MeterSprings [63] utilizzate per determinare la forza di trazione applicata alla leva della pompa del freno oleodinamico.

Sulla piastra di supporto del meccanismo è stata ricavata una sede per limitare il movimento del membro $\overline{AB}$ allo scopo di evitare danneggiamenti nel caso in

50.8	Corsa elettrica [mm]
2000	Resistenza complessiva Ω
26	Massa [g]
30	Forza inizio movimento massima [g]
1000000	Vita stimata [cicli]
30	Tensione massima applicabile [V_{DC}]
1	Massima corrente nel cursore [μA]
± 1	Linearità [%]
0.005	Backlash massimo [mm]

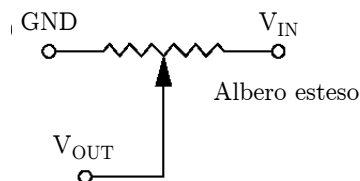


Tabella 4.9: Caratteristiche del potenziometro lineare LTS02N02KF5C prodotto da Honeywell. Rispetto agli altri modelli presenti sul mercato è stato scelto questo potenziometro perché ha una massa contenuta e una forza di primo movimento dello stelo più bassa rispetto ai modelli proposti da altri costruttori.

cui il sistema di controllo subisca dei malfunzionamenti, a tale scopo sono inoltre stati inseriti due finecorsa a levetta per bloccare in questi casi l'azione del motore.

4.2.5 Elettronica di controllo

Allo scopo di contenere i costi di realizzazione del prototipo è stato realizzato sia il driver del motore DC che l'elettronica di controllo del sistema. In figura 4.36 è riportato lo schema funzionale del sistema che è stato realizzato. Per ridurre lo spazio occupato dalle schede elettroniche, queste sono state suddivise in 3 sottoschede, collegate tra di loro da un connettore a 14 poli e impilate una sopra l'altra. Ciascuna delle tre schede svolge una funzione specifica, infatti possono essere suddivise in:

- *SCHEDA "A"*: scheda di potenza e comunicazione seriale
- *SCHEDA "B"*: scheda di gestione e acquisizione dei segnali analogici
- *SCHEDA "C"*: scheda di gestione del microcontrollore e dei finecorsa

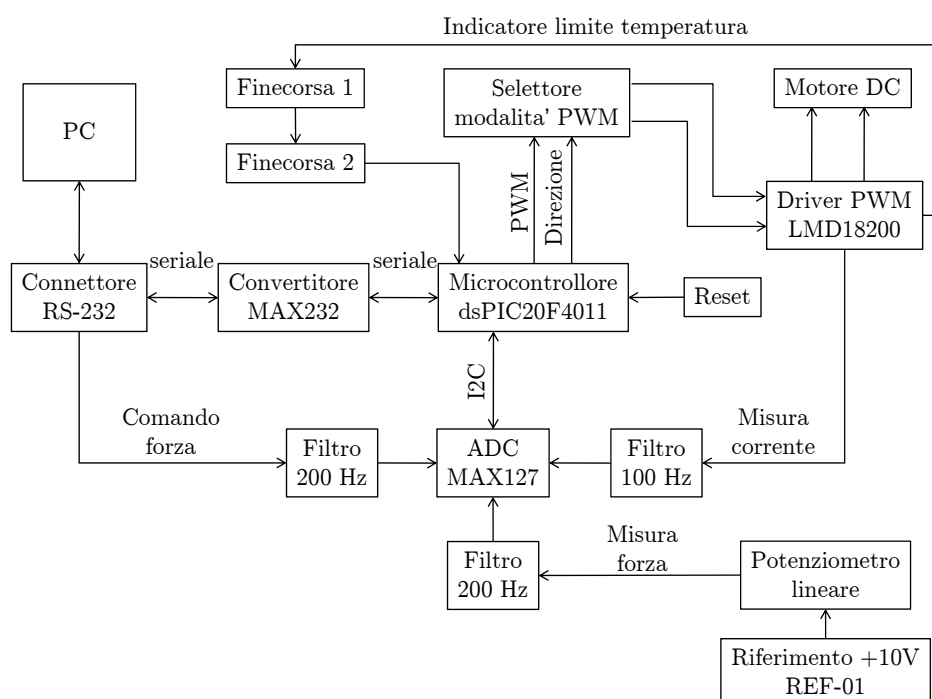


Figura 4.36: Schema funzionale dell'elettronica di controllo.

Scheda di potenza e comunicazione seriale - Scheda "A"

Lo schema funzionale di questa scheda è riportato in figura 4.37 mentre in figura 4.38 è mostrato lo schema delle connessioni. Come si può vedere sono presenti

due connettori a cui vengono collegate le tensioni di alimentazione esterne, cioè $+12 V_{DC}$ e $+40_- V_{DC}$. A partire dalla tensione di $+12 V_{DC}$ tramite l'integrato LM7805 viene generata la tensione di $+5 V_{DC}$ richiesta dall'elettronica di controllo. Entrambe le linee di alimentazione a $+5 V_{DC}$ e $+40 V_{DC}$ sono protette da fusibili ritardati, che hanno rispettivamente una corrente limite di $1 A$ e $4 A$, entrambi ritardati. Il controllo della potenza trasmessa al motore in corrente continua è affidato all'integrato LMD18200. Questo componente riceve in ingresso la tensione di $+40 V_{DC}$ e si occupa di modularla in base ai segnali ricevuti dal microcontrollore. Come si può vedere dalla figura 4.39, che riporta le caratteristiche principali dell'integrato, lo schema di base è quello di un ponte ad "H" pilotato da una logica di controllo che riceve in ingresso un segnale di direzione del moto, un segnale di frenatura e un segnale di PWM. Un segnale PWM (Pulse Width Modulation ovvero modulazione a variazione della larghezza d'impulso) corrisponde ad un'onda quadra di duty cycle variabile che permette di controllare l'assorbimento (la potenza assorbita) del motore DC, variando il rapporto tra il tempo in cui l'onda assume il valore di tensione massima e il tempo in cui l'onda assume in valore minimo. Ad un duty cycle del 100% corrisponde quindi ad esempio un segnale sempre alto mentre un duty cycle dello 0% un segnale sempre basso. Poiché gli avvolgimenti del motore sono caratterizzati dall'avere una certa induttanza, la tensione variabile va a caricare e scaricare il circuito R-L formato dalla resistenza e dall'induttanza propria degli avvolgimenti del rotore, imponendo quindi una corrente il cui valore medio è quello che si avrebbe alimentando il circuito con una tensione continua pari al valore medio della tensione modulata dal duty cycle imposto. Se infatti la frequenza dell'onda quadra del segnale PWM è sufficientemente elevata (si usano in genere frequenze di $10 \sim 20 kHz$, superiori quindi alla frequenza udibile dall'uomo per non generare dei sibili) la fluttuazione di corrente nella bobina del motore diventa molto contenuta.

L'integrato LMD18200 consente di adottare due diverse tipologie di comando del ponte ad "H" a cui è collegato il motore

- Sign-Magnitude PWM (SM): il pilotaggio SM prevede l'utilizzo di due segnali: il primo è un'onda quadra di duty cycle variabile tra 0 e 100% che stabilisce la velocità di rotazione, cioè il valore medio della tensione inviata al motore, il secondo è un segnale costante che determina il verso di rotazione (segnale basso rotazione in un verso, segnale alto rotazione nell'altro verso).
- Locked Anti-Phase PWM (LAP): per il pilotaggio LAP è sufficiente un

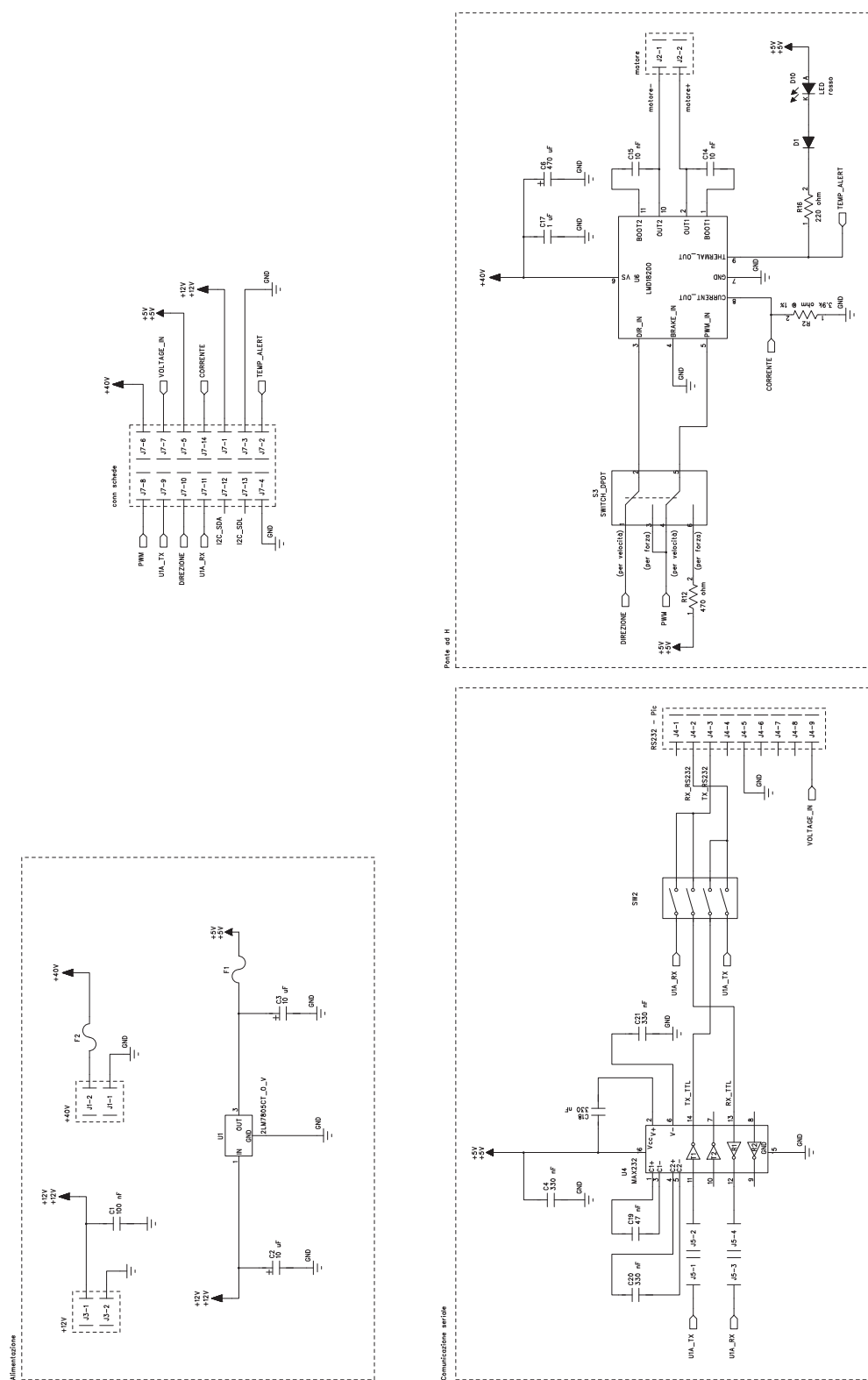


Figura 4.37: Schema elettrico della scheda di potenza e comunicazione seriale.

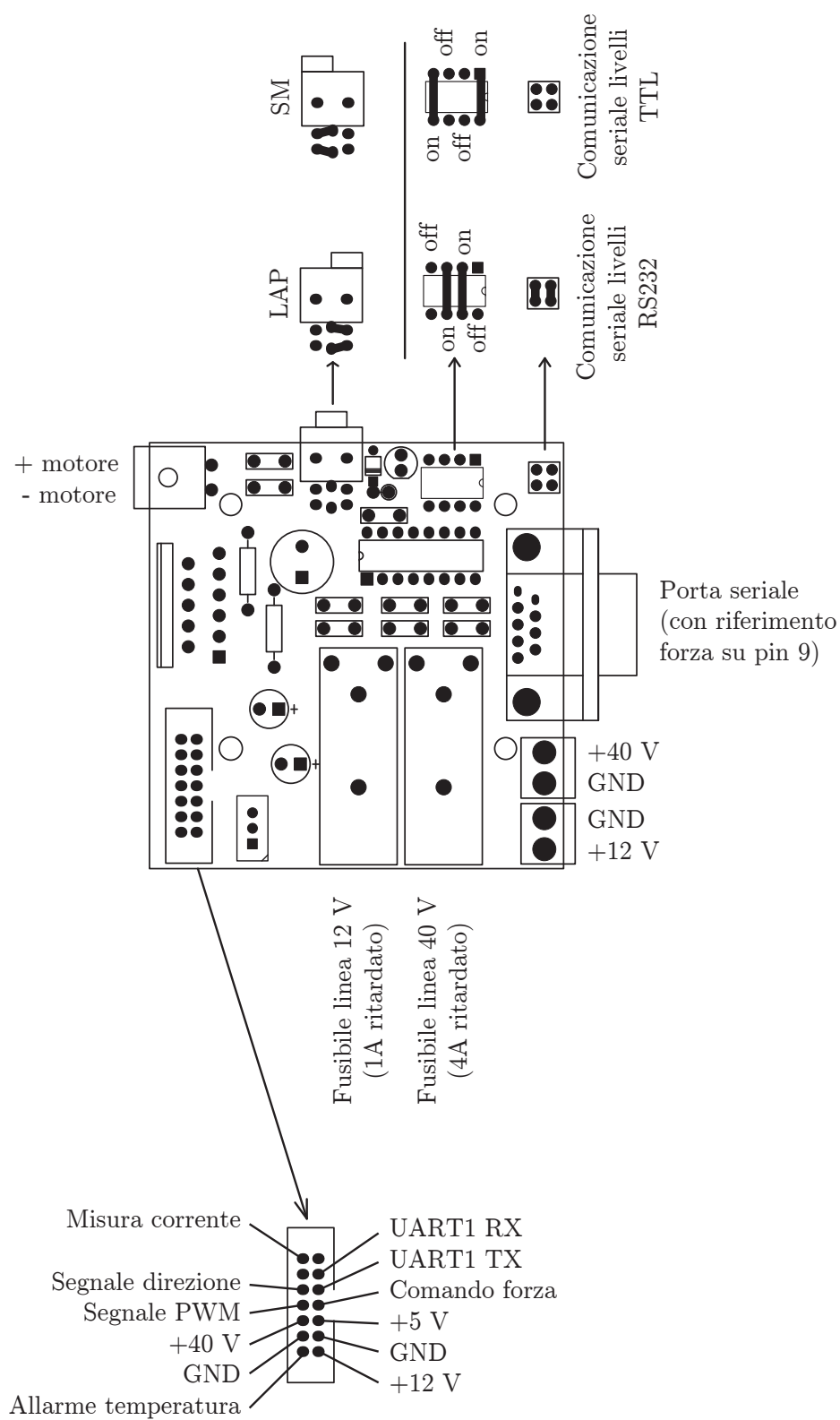


Figura 4.38: Schema delle connessioni della scheda di potenza e comunicazione seriale.

60	Massima tensione di alimentazione al pin 6 [V]
3	Corrente di output continua [A]
6	Massima corrente di output per 200 ms [A]
170	Temperatura massima [°C]
145	Temperatura di avvertimento [°C]

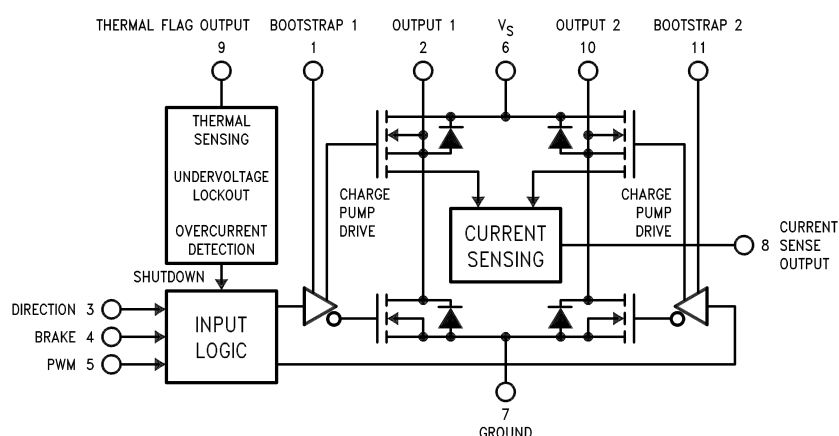


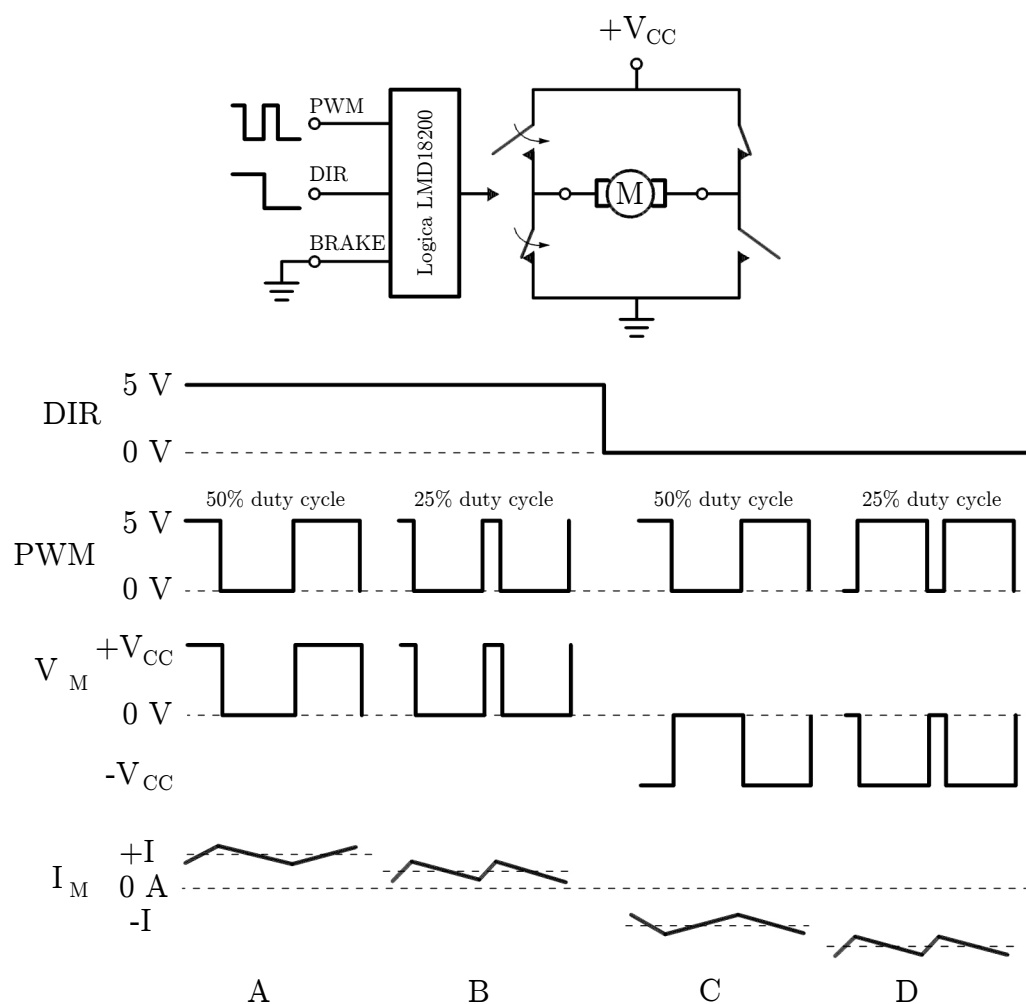
Figura 4.39: Caratteristiche dell'integrato LMD18200 prodotto dalla National Semiconductor.

singolo segnale di comando, infatti in questo caso è il duty cycle dell'onda quadra che stabilisce sia la velocità che il verso di rotazione nel seguente modo:

- duty cycle a 0 % → rotazione alla massima velocità in un verso
- duty cycle al 50 % → motore fermo
- duty cycle al 100 % → rotazione alla massima velocità nell'altro verso

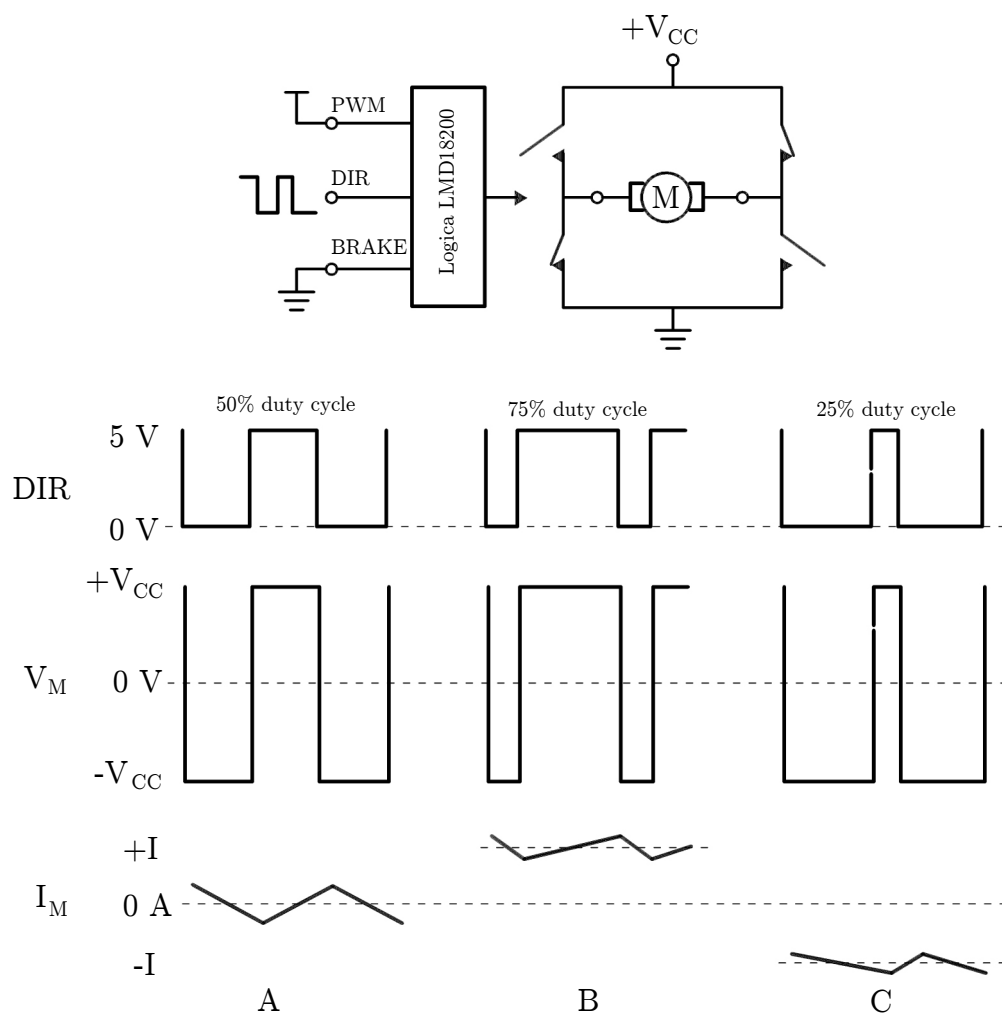
Nelle figure 4.40 e 4.41 sono esemplificati i parametri di funzionamento delle due modalità.

Per realizzare il controllo dell'attuatore qui descritto si è preferito impiegare la strategia di controllo SM, anche se è stato comunque inserito nel circuito di figura 4.37 un selettore che consente di passare rapidamente da una modalità all'altra. Nel caso del controllo SM il pin del microcontrollore che comanda la direzione è collegato al pin 3 (DIRECTION INPUT) dell'integrato LM18200 mentre il segnale PWM al pin 5 (PWM INPUT). Nella modalità di controllo LAP invece il pin 5 è mantenuto allo stato alto tramite un resistore di pull-up da 470 Ω , mentre il segnale PWM del microcontrollore è collegato al pin 3. In entrambe



- A. Motore che ruota con velocità intermedia rispetto alla massima.
 B. Motore che ruota con velocità dimezzata rispetto a quella del caso A, ma nello stesso senso.
 C. Motore che ruota con velocità intermedia rispetto alla massima, come nel caso A, ma nel senso opposto
 D. Motore che ruota con velocità dimezzata rispetto a quella del caso C, ma nello stesso senso.

Figura 4.40: Segnali d'onda teorici relativi al controllo PWM Sign-Magnitude.



- A. Motore fermo, la corrente media è 0.
 B. Motore che gira in un senso.
 C. Motore che gira con stessa velocità del caso B ma nel senso opposto .

Figura 4.41: Segnali d'onda teorici relativi al controllo PWM Locked Anti-Phase.

le configurazioni il pin 4 (BRAKE INPUT) dell'integrato LM18200 è collegato a massa in quanto non è utilizzato.

Questo componente consente inoltre di conoscere la corrente assorbita dal motore tramite la misura della tensione che viene generata ai capi di un opportuno resistore collegato tra il pin 8 (CURRENT SENSE) e la massa. L'integrato infatti eroga da questo pin $377\mu A$ di corrente per ogni A di corrente assorbita dal motore, considerando quindi una corrente massima assorbita dal motore di $3 A$ e una corrispondente caduta di tensione sul resistore di misura di $5 V$ (come imposto dal datasheet del componente [73]) si può calcolare

$$R_{sense} = \frac{5}{377 \cdot 10^{-6} \cdot 3} = 4420 \Omega$$

Scegliendo il più prossimo resistore standard si ottiene $R_{sense} = 3.9 k\Omega$, che fornisce quindi una lettura massima di corrente pari a $3.4 A$, considerando una caduta massima di tensione di $5 V$. L'integrato LMD18200 fornisce anche un indicazione di raggiungimento di una temperatura troppo elevata. In questa condizione il pin 9 viene collegato a massa, consentendo quindi di accedere un led rosso di segnalazione (come riportato nello schema di figura 4.37).

Su questa scheda è inoltre presente l'integrato MAX232 che consente di collegare l'interfaccia UART del microcontrollore con la porta seriale di un PC. L'introduzione di questo componente è necessaria perché mentre il controllore opera con livelli di tensione compatibili TTL, cioè $0 V_{DC}$ per il livello logico basso e $+5 V_{DC}$ per il livello logico alto, la porta seriale di un comune computer ¹¹ prevede un segnale basso con tensione di $-12 V_{DC}$ mentre un segnale alto con tensione $+12 V_{DC}$. L'integrato MAX232, tramite l'utilizzo di una serie di circuiti interni e di condensatori esterni, pur essendo alimentato con una singola tensione di $+5 V_{DC}$ è in grado di generare autonomamente i livelli di tensione compatibili con la comunicazione verso un computer. Su questa scheda sono stati comunque inseriti degli switch che consentono di collegare direttamente il microcontrollore con il connettore DB9 per consentire una comunicazione diretta con un altro eventuale componente operante con logica TTL (come ad esempio un altro microcontrollore).

Poiché il pin 9 del connettore DB9 non è utilizzato nella comunicazione seriale, esso è stato collegato ad uno degli ingressi del convertitore ADC presente sulla scheda "B" in modo che l'informazione sulla forza che deve essere applicata alla leva della pompa del freno possa essere inviata al microcontrollore o tramite

¹¹Come stabilito dallo standard EIA RS-232

l'interfaccia UART o tramite un segnale analogico generato dalla scheda Sensoray 626 (descritta nel paragrafo 3.4).

Scheda di gestione e acquisizione dei segnali analogici - Scheda "B"

Questa scheda, il cui schema funzionale è riportato in figura 4.42 e lo schema delle connessioni in figura 4.43, ha il compito di gestire e acquisire i segnali analogici che corrispondono alla *Misura forza*, *Misura corrente* e *Comando forza* (ricevuto tramite il pin 9 del connettore DB9 montato sulla *scheda "A"*) riportati nello schema funzionale di figura 4.36. L'acquisizione di questi segnali è fatta tramite l'integrato MAX127, che è un convertitore ADC a 12 bit le cui caratteristiche sono riportate in tabella 4.10. Si è preferito utilizzare un integrato esterno rispetto ai convertitori ADC integrati nel microcontrollore impiegato per il controllo del sistema perché in questo modo è stato possibile sfruttare una risoluzione di 12 bit (quindi 4096 valori possibili) rispetto ai 10 bit (quindi 1024 valori possibili) forniti dal microcontrollore ottenendo quindi una risoluzione di lettura 4 volte superiore, inoltre questo integrato consente di operare con segnali in ingresso che possono avere tensioni variabili tra -10 V e $+10\text{ V}$. In questo modo risulta possibile ottenere una risoluzione teorica relativa alla forza applicata alla leva del freno di circa 0.01 N .

La comunicazione con il microcontrollore avviene tramite protocollo I^2C , che è un'interfaccia seriale di tipo master-slave che necessita solo di 2 collegamenti, una linea dati di I/O detta SDA e una linea di clock detta SCL. La linea SCL è comandata dal componente master mentre la comunicazione tra master e slave avviene alternativamente sulla linea SDA, infatti la comunicazione è iniziata e terminata dal master mentre lo slave può solo ricevere e trasmettere informazioni su richiesta del master. Nel caso del convertitore MAX 127 si ha che inizialmente il master invia un comando per indicare la richiesta di inizio conversione del segnale analogico desiderato indicando il canale a cui è collegato il segnale, il range di tensioni che può assumere il segnale e il comportamento da tenere mentre l'integrato non è impegnato in lavori di conversione. Successivamente il master invia una richiesta allo slave per farsi inviare il dato appena letto, lo slave quindi invia un byte contenente gli 8 bit più significativi del valore misurato seguiti da un altro byte contenente gli altri 4 bit meno significativi del dato seguiti da 4 zeri per formare un byte completo. La figura 4.44 riporta un esempio di comunicazione con l'integrato MAX127 per la lettura di un segnale analogico variabile tra $+0\text{ V}$ e $+10\text{ V}$ collegato al canale 0.

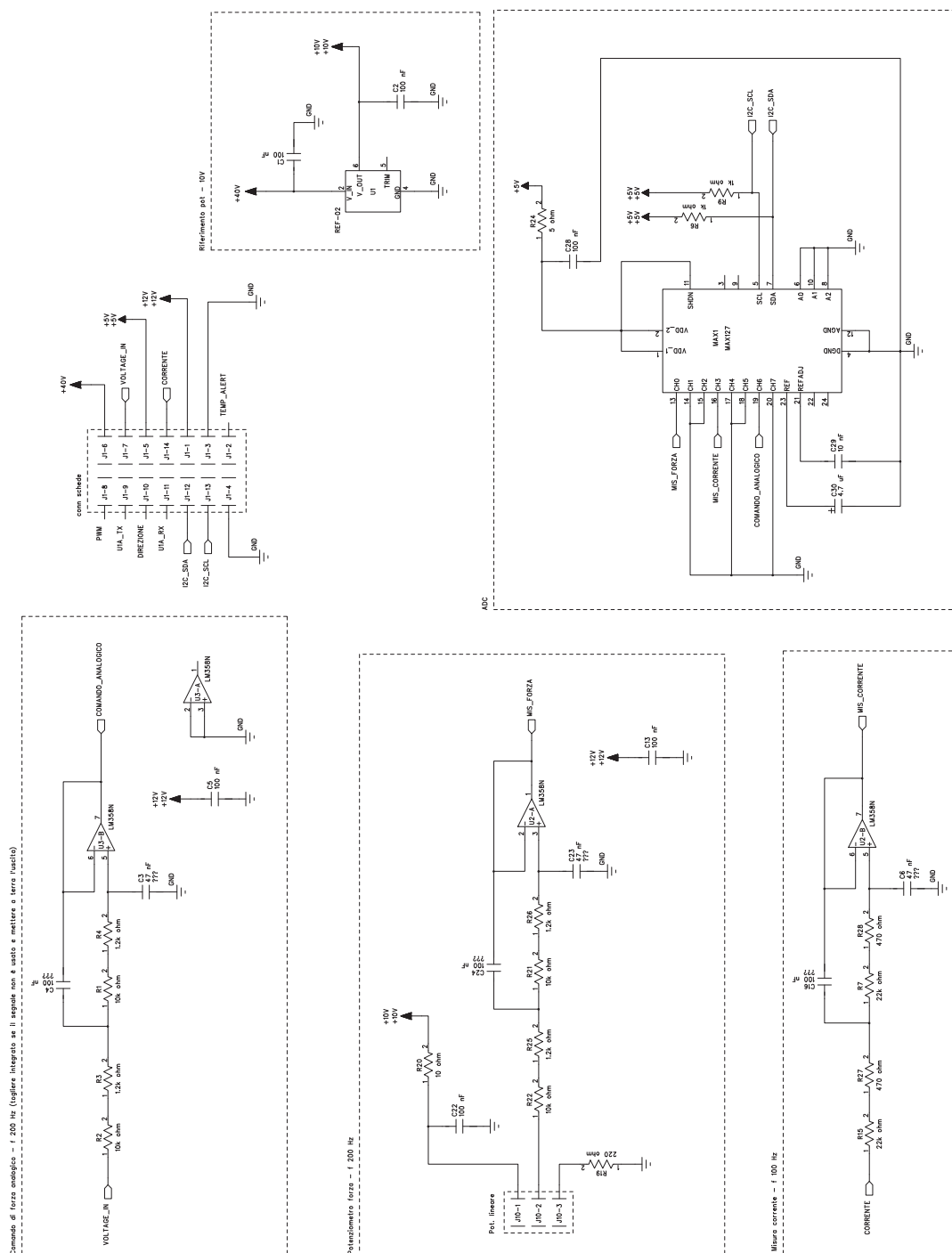


Figura 4.42: Schema elettrico della scheda di gestione e acquisizione dei segnali analogici.

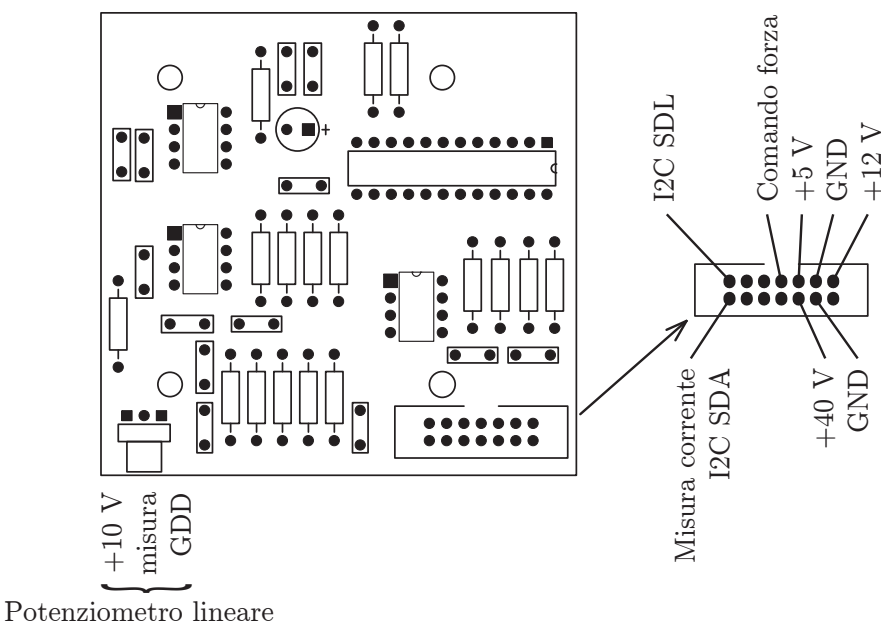


Figura 4.43: Schema delle connessioni della scheda di gestione e acquisizione dei segnali analogici.

12	Risoluzione ADC [<i>bit</i>]
+5	Tensione di alimentazione [V_{DC}]
-10 → +10 -5 → +5 0 → +10 0 → +5	Range di tensioni in ingresso [V]
8	Numero di canali di input
8	Sampling rate [<i>ksp</i> s]
I^2C	Protocollo di comunicazione

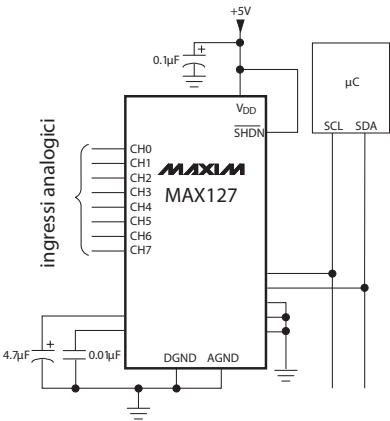
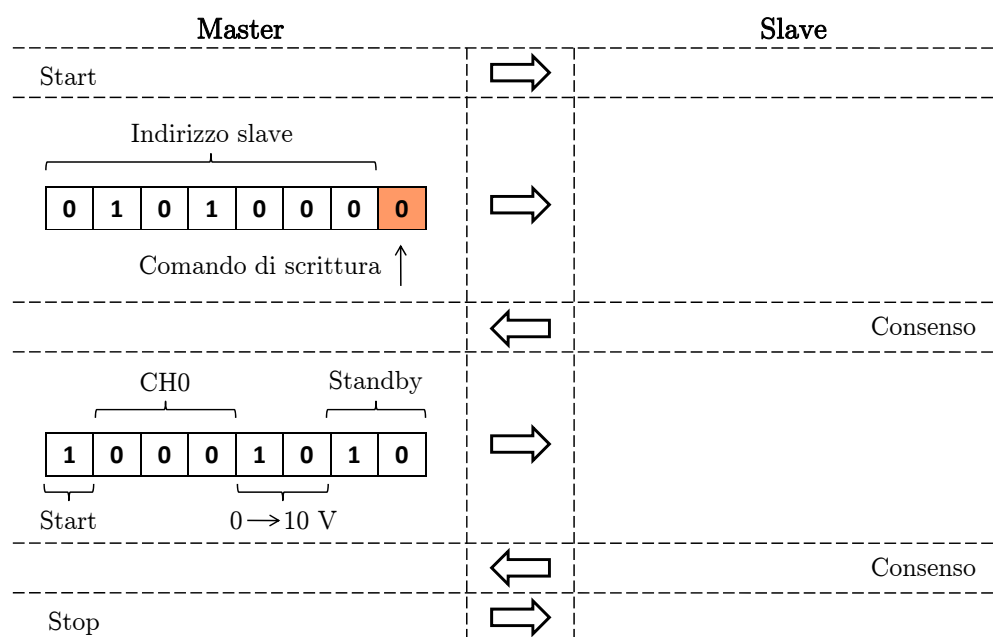
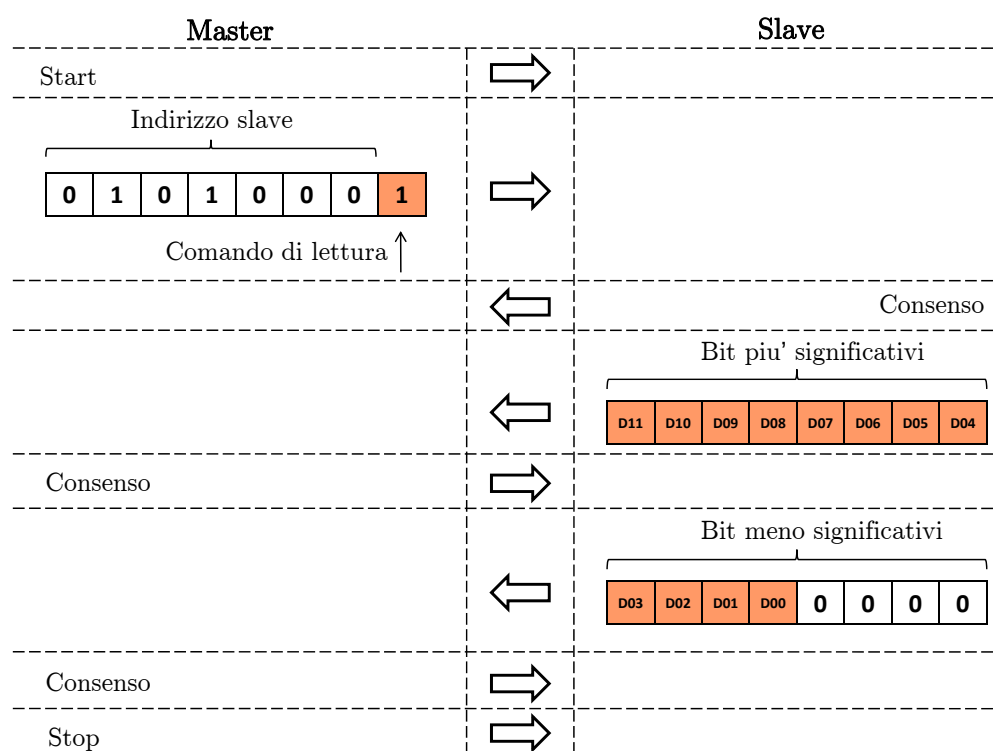


Tabella 4.10: Caratteristiche del convertitore ADC MAX127 prodotto da Maxim.



(a) Invio richiesta di lettura della grandezza in ingresso.



(b) Lettura del valore acquisito.

Figura 4.44: Esempio di comunicazione con il convertitore MAX127 per la lettura di un segnale variabile tra 0 V e 10 V collegato al canale 0 dell'integrato.

Come già descritto nel paragrafo 4.2.4 la lettura della forza esercitata dal meccanismo è fatta tramite la misura della deformazione delle molle applicate in serie tra azionamento e carico, in particolare la lettura di deformazione è fatta misurando la tensione sull cursore del potenziometro lineare Honeywell modello LTS02 le cui caratteristiche sono state riportate nella tabella 4.9. Per avere una lettura precisa si è fatto in modo che la tensione di alimentazione del potenziometro fosse il più possibile esente da disturbi, quindi per alimentarlo si è utilizzato un generatore di tensione di precisione REF01, le cui caratteristiche sono riportate in tabella 4.11. Tramite questo componente infatti si riesce ad ottenere una tensione di alimentazione del potenziometro costante ed esente da disturbi, in modo da avere quindi anche una misura della deformazione delle molle il più possibile esente da disturbi. Tramite questo integrato si può inoltre alimentare il potenziometro ad una tensione di $+10 V_{DC}$, superiore a quella propria della logica TTL ma comunque supportata dal convertitore MAX127, che consente di ottenere un segnale meno disturbato. Alimentando il potenziometro una tensione di alimentazione di $+10 V_{DC}$ si ha un assorbimento di corrente pari a

$$I_{pot} = \frac{V}{R_{pot}} = \frac{10}{2000} = 5 \text{ mA}$$

che è inferiore alla massima corrente erogabile dall'integrato REF01, che è pari a 21 mA , come riportato in tabella 4.11. Poiché il potenziometro fornisce una misura assoluta si può sempre avere un informazione precisa sulla forza generata sul carico, senza necessità di eseguire una calibrazione iniziale del sistema (una volta che è stata definita la corrispondenza tra valore acquisito dal potenziometro e deformazione delle molle). Allo scopo di limitare i disturbi e quindi avere una lettura dei segnali più accurata, gli ingressi del convertitore MAX127 sono stati collegati a dei filtri passabasso realizzati sfruttando degli amplificatori operazionali per ottenere dei filtri tipo Butterworth a guadagno unitario.

+10	Tensione in uscita [V_{DC}]
+40	Massima tensione in ingresso [V_{DC}]
21	Massima corrente in uscita [mA]

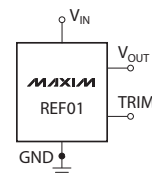


Tabella 4.11: Caratteristiche del generatore di tensione di precisione REF01 prodotto da Maxim.

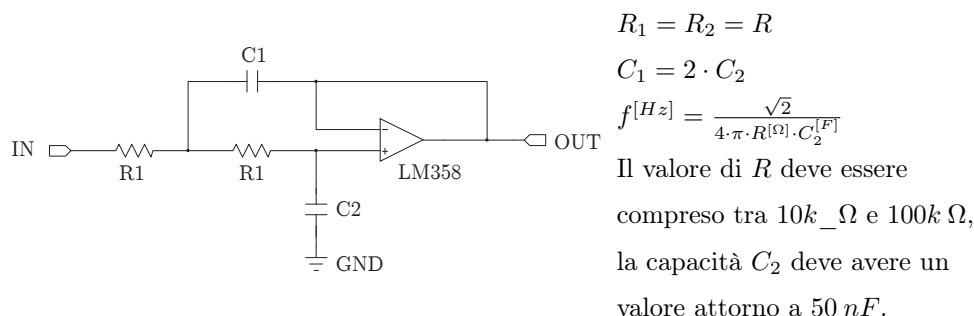


Figura 4.45: Schema funzionale di un filtro passabasso tipo Butterworth a guadagno unitario realizzato usando un amplificatore operazionale in modo da avere elevata impedenza in ingresso.

Banda passante 100 Hz		Banda passante 200 Hz	
C_2	47_nF	C_2	47_nF
C_1	100_nF	C_1	100_nF
R	$22519 \Omega \approx 22k_{\Omega} + 470_{\Omega}$	R	$11260 \Omega \approx 10k_{\Omega} + 1.2k_{\Omega}$

Tabella 4.12: Valori dei componenti del filtro passabasso di figura 4.45 effettivamente impiegati per la realizzazione della scheda.

E' stato scelto questa tipologie di filtro perché, oltre ad essere facilmente realizzabile, consente di ottenere una risposta in frequenza il più possibile piatta (in modulo) all'interno della banda passante, inoltre l'impiego di un amplificatore operazionale, che garantisce un elevata impedenza in ingresso, è necessario per la lettura della tensione sul cursore del potenziometro lineare LTS02 in quanto l'assorbimento di corrente da questo pin deve essere inferiore a $1 \mu A$, come riportato nella tabella 4.9. In figura 4.45 è presentato lo schema di questo tipo di filtri, dove il valore dei componenti impiegati va calcolato utilizzando le formule indicate. Per quanto riguarda la scelta delle frequenze di taglio dei filtri da applicare ai 3 segnali in ingresso, si è deciso di considerare una banda passante di 200 Hz per i segnali *Misura forza* e *Comando forza*, mentre di 100 Hz per il segnale di *Misura corrente* allo scopo di limitare le fluttuazioni indesiderate nella lettura della corrente assorbita dal motore. La tabella 4.12 riporta i valori dei componenti effettivamente impiegati per la realizzazione dei tre filtri, mentre in figura 4.46 e 4.47 sono riportati i rispettivi diagrammi di Bode, in modulo e fase.

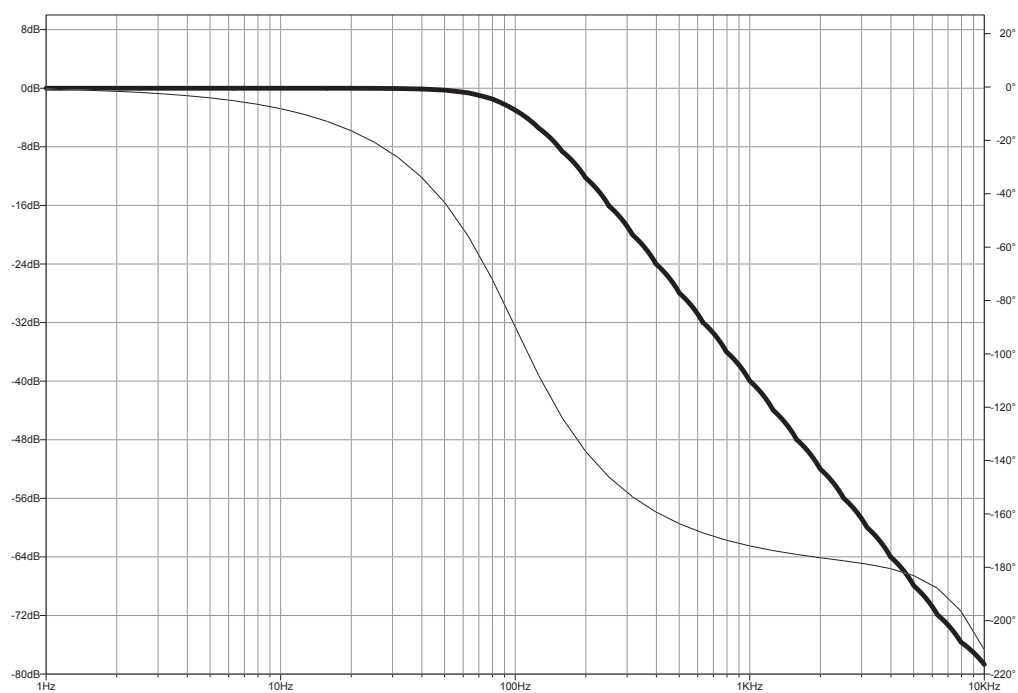


Figura 4.46: Modulo (in linea più marcata) e fase della risposta del filtro con banda passante di 100 Hz .

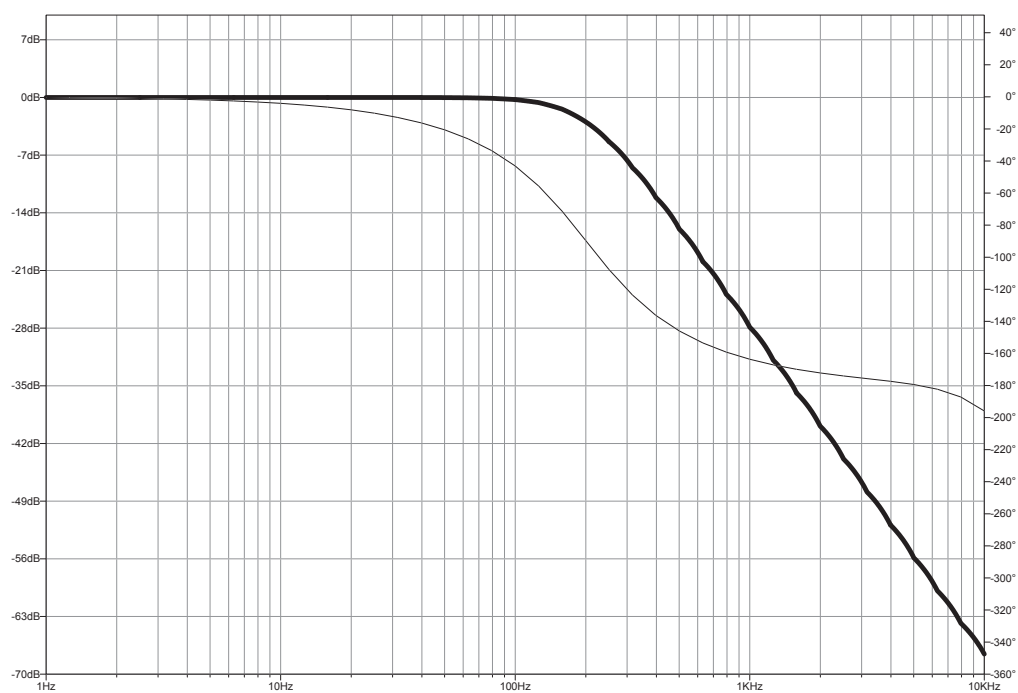


Figura 4.47: Modulo (in linea più marcata) e fase della risposta del filtro con banda passante di 200 Hz .

40	Pin I/O	5	N° timer a 16 bit
48	Memoria per programma [Kb]	4	N° periferiche input capture
2	Memoria RAM [Kb]	4	N° moduli PWM
30	Velocità di calcolo massima [MIPS]	9	N° convertitori ADC
4 → 10	Segnale di clock in ingresso [MHz]	1	N° moduli gestione segnale encoder
4×, 8×, 16×	PLL	2	N° periferiche di comunicazione UART
30	N° interrupt impostabili	1	N° periferiche di comunicazione SPI
25/25	Corrente sink/source [mA]	1	N° periferiche di comunicazione I ² C

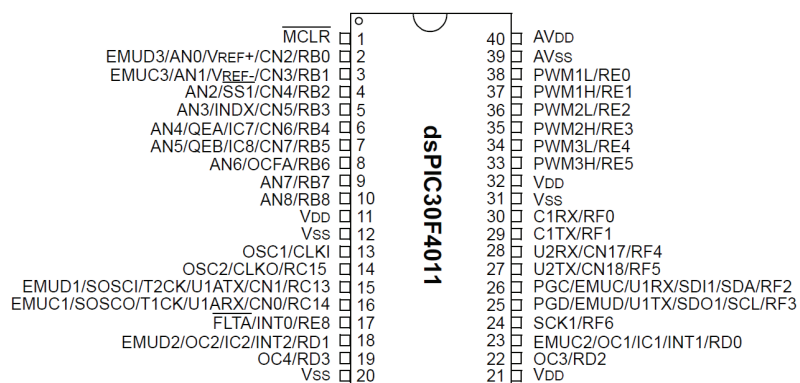


Tabella 4.13: Caratteristiche del microcontrollore dsPIC30F4011 di Microchip.

Pin	Identificativo	Funzione
1	MCLR	Reset esterno
2	RB0	Led rosso ausiliario
3	RB1	Direzione segnale di comando LMD1200
15	RC13	Trasmissione interfaccia seriale
16	RC14	Ricezione interfaccia seriale
25	RF3	Linea SDL protocollo I ² C
26	RF2	Linea SDA protocollo I ² C
33	RE5	Finecorsa 1 e allerta temperatura LMD1200 (e finecorsa 2)
34	RE4	Finecorsa 2

Tabella 4.14: Elenco dei pin del microcontrollore dsPIC30F4011 utilizzati per il controllo del driver e relativa funzione.

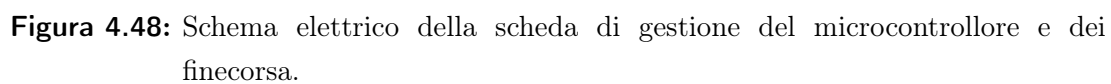
Scheda di gestione del microcontrollore e dei finecorsa - Scheda "C"

Il controllo del funzionamento del sistema è realizzato sfruttando un microcontrollore dsPIC30F4011 prodotto da Microchip[74], che ha la capacità di gestire svariate tipologie di ingressi e uscite e inoltre fornisce una capacità di calcolo più che sufficiente per il controllo del sistema realizzato. Le caratteristiche principali di questo componente sono riportate in tabella 4.13, mentre la tabella 4.14 riporta i pin utilizzati con associata la relativa funzione.

La scheda di gestione del microcontrollore, oltre a provvedere alla sua alimentazione, alla generazione della frequenza di clock tramite un cristallo oscillante a 10 MHz e alla possibilità di reset tramite un pulsante esterno, crea i collegamenti tra l'interfaccia seriale e la porta presente sulla scheda "A", l'interfaccia di comunicazione I^2C e il convertitore ADC della scheda "B", la periferica di generazione del segnale PWM e il segnale di direzione con l'integrato LMD12000 della scheda "A" (ciascuno collegato ad un led che permette di identificarne lo stato) e un led di colore rosso ausiliario.

Oltre a questi collegamenti la scheda consente anche di connettere due interruttori di finecorsa esterni (normalmente aperti) per individuare quando il meccanismo raggiunge i limiti del campo di movimento concessi. In situazione di funzionamento normale il segnale in ingresso al microcontrollore è alto ($+5\text{ V}_C$), mentre è basso (0 V_{DC}) quando il corrispondente finecorsa viene attivato. Per limitare il numero di ingressi richiesti, ad uno dei due finecorsa è collegato in parallelo il circuito di segnalazione dell'allarme di alta temperatura dell'integrato LMD1200, presente sulla scheda "A", che provvede a portare allo stato basso il relativo segnale, indicando quindi al microcontrollore che si è raggiunto o un limite dello spazio di lavoro, oppure un limite di operatività dell'elettronica; in entrambi i casi il sistema deve comunque essere bloccato. Nel caso si abbia necessità di utilizzare un solo ingresso è data inoltre la possibilità di collegare in parallelo i due circuiti di finecorsa, in modo che il segnale di allarme possa essere inviato al dsPIC quando uno dei due finecorsa viene toccato oppure quando l'integrato di gestione del ponte ad "H" segnala un allarme di temperatura.

Lo schema funzionale della scheda è riportato in figura 4.48 mentre in figura 4.49 è mostrato lo schema delle connessioni.



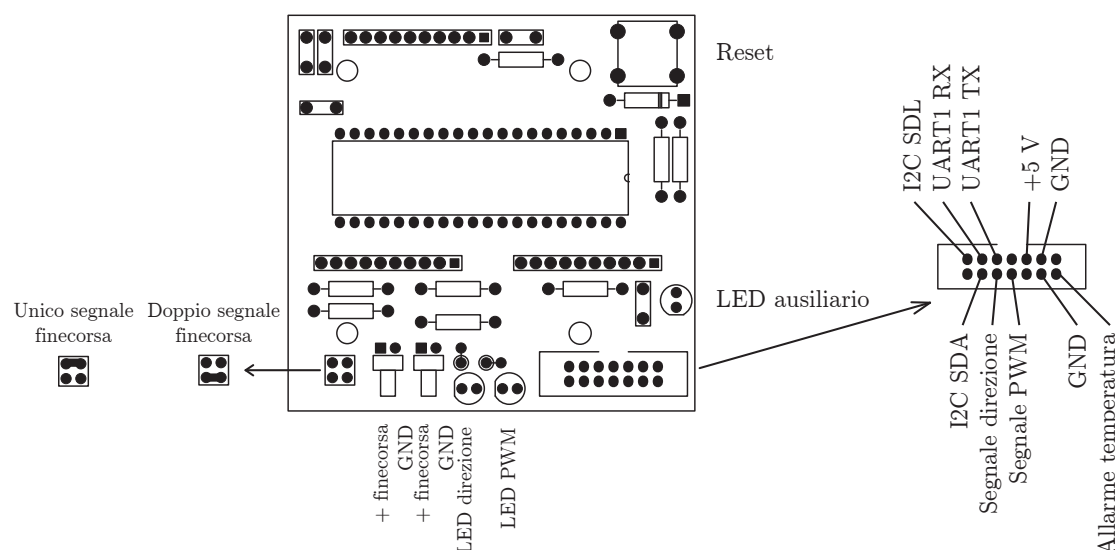


Figura 4.49: Schema delle connessioni della scheda di gestione del microcontrollore e dei finecorsa.

4.2.6 Schema di controllo implementato nel microcontrollore

L'implementazione della struttura di controllo del meccanismo è stata fatta tramite il toolbox *Embedded Target for dsPIC* [75] che consente una programmazione rapida dei microcontrollori dsPIC prodotti da Microchip sfruttando direttamente l'ambiente Simulink. L'utilizzo di questo toolbox consente quindi di impiegare direttamente nella programmazione gli schemi di controllo sviluppati per il simulatore descritto nel paragrafo 4.2.3, dato che la generazione del codice adatto ad essere caricato sul chip è totalmente demandata al compilatore di Matlab.

Scopo del controllo realizzato sul microcontrollore è quello di ricevere un valore di forza in ingresso e comandare di conseguenza il motore per applicare tale forza sulla leva della pompa del freno, avendo come retroazione la misura della compressione dalle molle. In figura 4.50 è rappresentata la struttura della macchina a stati utilizzata per il controllo del meccanismo, mentre in figura 4.51 è riportata la corrispondente realizzazione in Simulink.

Considerando i singoli stati si ha

- *Stato 0*: è lo stato in cui si trova il programma all'accensione microcontrollore ed è segnalato all'utente dal lampeggiamento del segnale di direzione del motore con frequenza di 2 Hz . Questo stato viene mantenuto per 2 secondi, in modo che l'alimentazione della scheda abbia il tempo di raggiungere il valore di regime prima che il programma prosegua allo stato 1 (questo

problema influenza soprattutto la lettura del potenziometro lineare se la tensione applicata non è quella di regime)

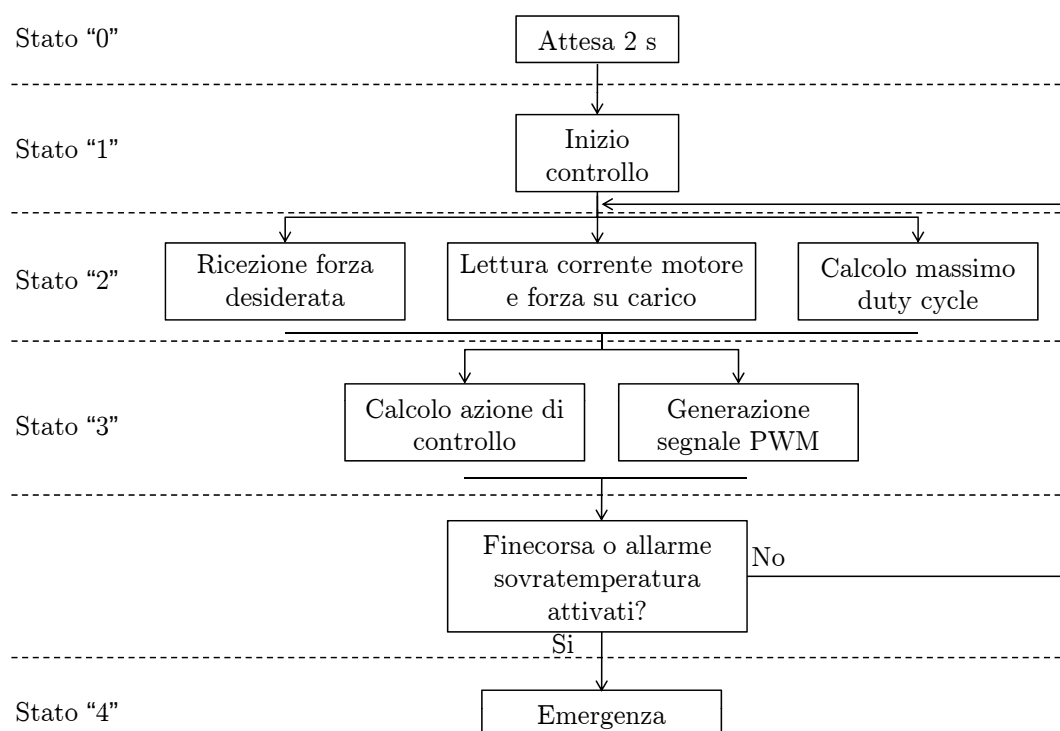


Figura 4.50: Struttura della macchina a stati implementata nel microcontrollore dsPIC30F4011.

- *Stato 1*: in questo stato viene spento il led di segnalazione attivato allo stato 1, quindi poi viene attivato lo stato 2
- *Stato 2*: questo stato corrisponde all'inizio del ciclo di controllo del meccanismo: vengono infatti letti i canali del convertitore ADC corrispondenti alla deformazione delle molle e alla corrente assorbita dal motore, inoltre (se presente) viene memorizzato il valore di forza richiesta inviato sulla porta UART del microcontrollore dallo schema di controllo di stabilità. L'informazione sulla deformazione delle molle permette di calcolare la forza effettiva applicata alla leva della pompa del freno oleodinamico, mentre la lettura di corrente permette di determinare il valore massimo del duty cycle dell'onda PWM con il sistema descritto nel paragrafo 4.2.3. In questo stato si ha inoltre la possibilità di inviare verso lo schema di controllo del sollevato-

re telescopico delle informazioni relative al funzionamento del meccanismo, come ad esempio la corrente assorbita dal motore oppure la forza applicata

- *Stato 3*: in questo stato viene generata l'onda PWM con duty cycle calcolato dallo schema di controllo descritto sempre nel paragrafo 4.2.3, in base alla direzione del moto del motore viene inoltre attivato di conseguenza il relativo segnale. L'attivazione della periferica che genera il segnale PWM è subordinata allo stato di finecorsa e all'allarme di sovra-temperatura generato dall'integrato LMD12000, nel caso uno di questi allarmi sia attivo la periferica PWM viene disabilitata e il programma passa allo *Stato 4*, altrimenti viene impostato lo *Stato 2* in modo che il ciclo di controllo possa essere nuovamente eseguito
- *Stato 4*: questo stato viene attivato in una situazione di emergenza, quindi la tensione applicata al motore è nulla. Questa condizione è segnalata all'utente dal lampeggiamento del segnale di direzione del motore con frequenza di 1 Hz.

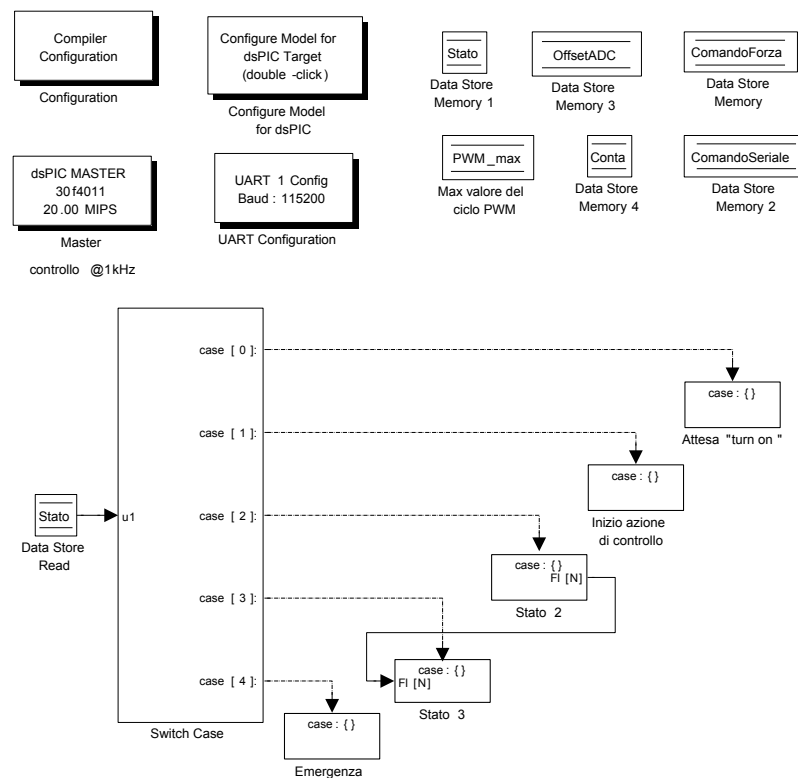


Figura 4.51: Schema principale che governa il programma di controllo del meccanismo implementato nel microcontrollore dsPIC30F4011.

Il tempo di esecuzione dello schema Simulink è stato impostato a 0.0005 s , corrispondente ad una frequenza di funzionamento di 2 kHz . Poiché ad ogni ciclo di esecuzione dello schema Simulink viene valutato un singolo stato del sistema e sono stati creati due stati separati per la gestione del ciclo di controllo, risulta quindi che l'azione di controllo sul meccanismo viene aggiornata con una frequenza pari a 1 kHz . La modalità di funzionamento del clock del microcontrollore è stata invece impostata per utilizzare la frequenza di clock esterna moltiplicata per 8 (modalità *XT PLL8*), da cui risulta quindi una frequenza di funzionamento di 80 MHz a cui corrisponde un numero di istruzioni al secondo (Instruction Per Seconds, IPS) pari a

$$IPS = \frac{f_{esterna}}{4} \cdot fattore_{PLL} = \frac{10 \cdot 10^6}{4} \cdot 8 = 20 \cdot 10^6 = 20\text{ MIPS}$$

Per quanto riguarda la comunicazione dei dati tramite l'interfaccia seriale del microcontrollore si ha che il toolbox *Embedded Target for dsPIC* fornisce per l'invio dei dati un blocco che ha la possibilità di spedire anche dei dati organizzati in forma di vettore, quindi, anche se la trasmissione è limitata a dati di tipo uint8 (quindi formati da 8 bit, da cui deriva un valore possibile compreso tra 0 e 256), è possibile combinare gli elementi del vettore in modo da trasmettere anche valori di tipo int16 (2 byte) o single (4 byte) o double (8 byte). Per la ricezione dei dati invece il blocco fornisce solo dei valori singoli di tipo uint8. Per consentire la ricezione di un vettore di valori, in modo da gestire dati di ordine superiore come nel caso dell'invio, è stato quindi implementato lo schema riportato nel diagramma di figura 4.52.

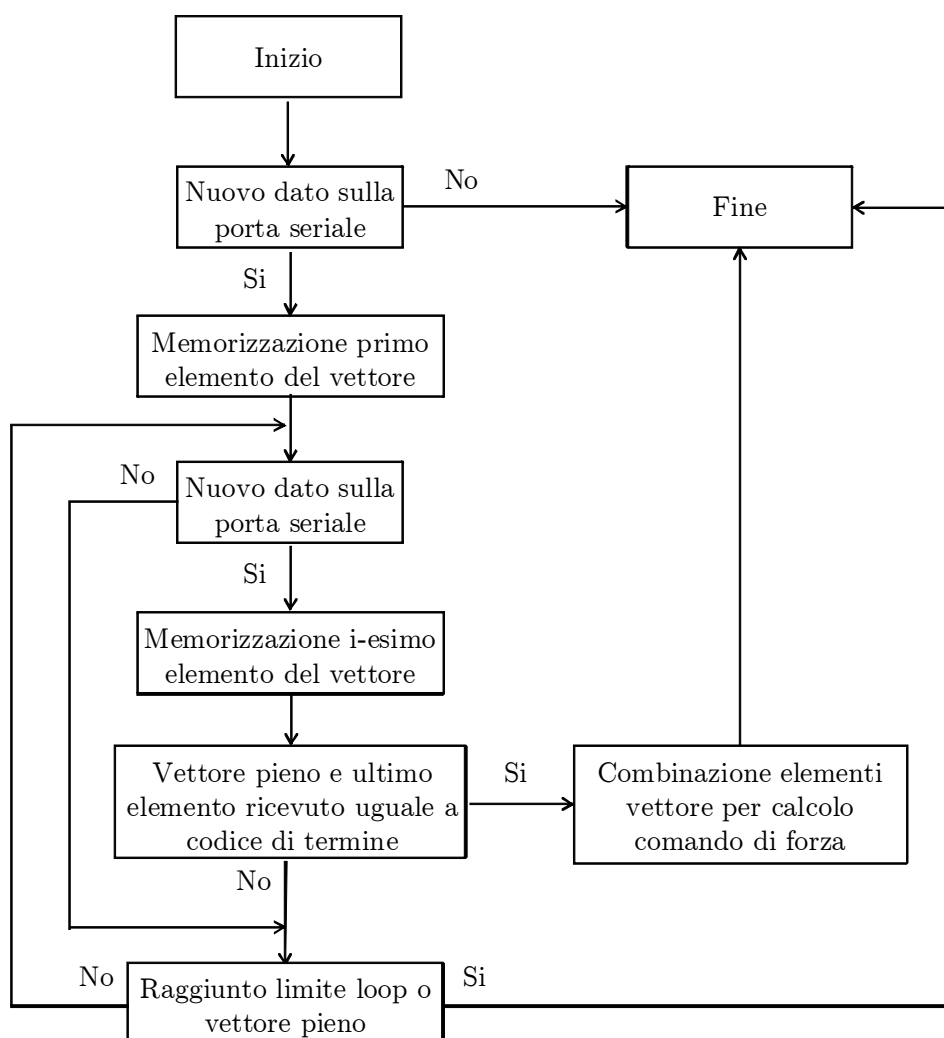


Figura 4.52: Schema funzionale che illustra il metodo con cui è stata implementata la ricezione dei dati in forma di vettore tramite l'interfaccia seriale del microcontrollore dsPIC30F4011.

Capitolo 5

Schemi di controllo Simulink

Gli schemi di controllo della stabilità della macchina sono stati sviluppati in ambiente Simulink in modo da ottenere un sistema che potesse lavorare in real-time. In particolare si è fatto riferimento al sollevatore telescopico frontale modello WH714 prodotto da Komatsu, per il quale è stato già descritto nel capitolo 2 il relativo modello cinematico, sia nella versione completa che in quella semplificata. Poiché questa macchina non ha una torretta girevole, i movimenti del braccio telescopico possono essere comandati completamente utilizzando il joystick a 2 GDL descritto nel capitolo 3 (l'angolo di inclinazione delle forche è infatti calcolato in modo automatico per mantenere sempre orizzontale il piano di appoggio del carico). In questa configurazione la posizione del baricentro della macchina può solo traslare lungo l'asse longitudinale della stessa, quindi, poiché il braccio telescopico ha un'inclinazione massima inferiore a 90° , deriva che è sufficiente considerare solo la coordinata X del limite anteriore del poligono di appoggio per valutare la stabilità dell'intero sistema.

5.1 Layout del sistema di simulazione

In figura 5.1 è mostrata la postazione di lavoro che è stata creata per sviluppare i sistemi di controllo di stabilità del sollevatore telescopico. Sedendo nella postazione di lavoro l'operatore ha di fronte lo schermo del computer sul quale è mostrata la macchina in movimento e i target che devono essere raggiunti durante le varie fasi di test. Per comandare il movimento del sistema si agisce sul joystick a due gradi di libertà posto sulla destra, tramite di esso è possibile comandare l'angolo di alzata del braccio e la sua estensione. Il sistema di controllo della stabilità è invece in esecuzione su un secondo computer, la comunicazione tra i due PC avviene tramite connessione LAN, mentre il controllo del joystick

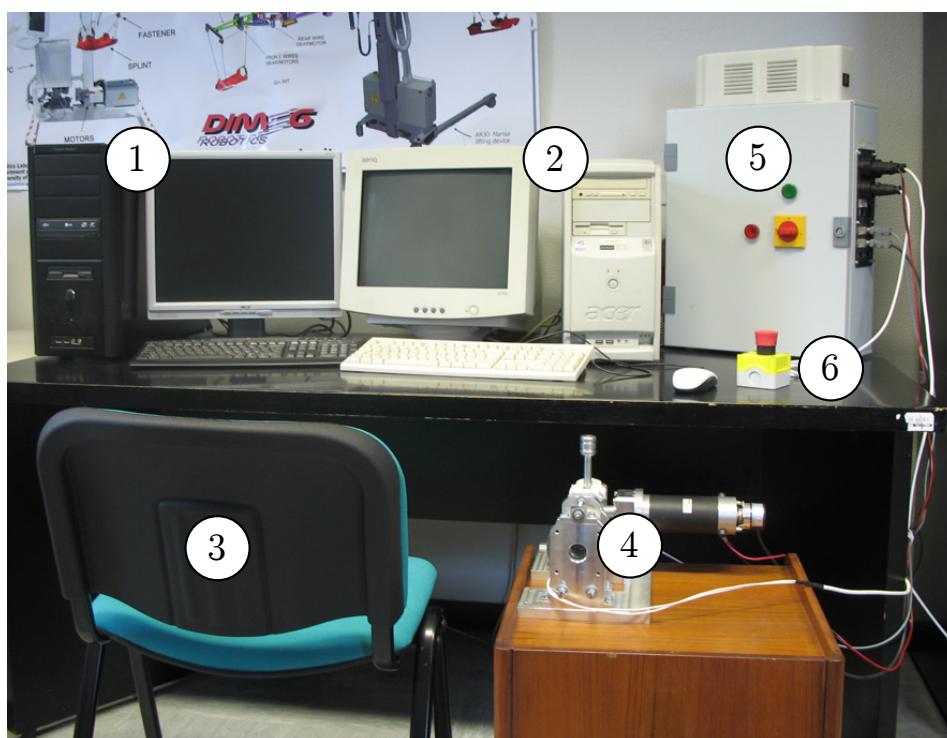


Figura 5.1: Postazione di lavoro utilizzata per sviluppare il sistema e realizzare i primi test. In figura è possibile vedere il computer che si occupa di visualizzare in forma visiva il sollevatore (1), il computer che gestisce gli schemi di controllo del joystick (2), la postazione dell'operatore (3), il joystick a 2 GDL (4), il quadro elettrico (5) e il pulsante di emergenza (6).

è realizzato tramite una scheda di acquisizione collegata al quadro elettrico che si occupa di gestire l'alimentazione agli azionamenti e leggere la posizione della leva impugnata dall'operatore.

Qui di seguito sono descritti con maggiore dettaglio i vari sottosistemi che compongono la postazione di lavoro, ad esclusione del joystick che è stato già descritto nel capitolo 3.

5.1.1 Postazioni PC

Simulatore

Il computer che si occupa di visualizzare i movimenti della macchina utilizza il modello cinematico completo descritto nel paragrafo 2.1, avendo come ingresso i movimenti imposti dall'operatore tramite il joystick, che sono acquisiti dal computer che si occupa di eseguire lo schema di controllo del sistema anti-ribaltamento. Il software che calcola la cinematica del veicolo e si occupa della sua visualizzazio-

ne è stato scritto in ambiente Matlab [76] (in particolare è stata usata la versione R2007b). La trasmissione delle corse dei cilindri di estensione e di sollevamento dal computer a cui è collegato il joystick a quello che esegue il simulatore è fatta sfruttando il protocollo UDP, gestito in ambiente Matlab tramite la libreria “Pnet”¹

La scelta del protocollo UDP invece che il TCP è dovuta al fatto che questo protocollo è più rapido ed efficiente quando lo si usa per applicazioni “real time” che richiedono una frequenza minima di spedizione delle informazioni e non possono ritardare eccessivamente la trasmissione dei pacchetti, anche se possono tollerare qualche perdita di dati [78]. Per contro però questo protocollo non gestisce il riordinamento dei pacchetti né la ritrasmissione di quelli persi, quindi tra i dati spediti è stato inserito un numero progressivo che consente di verificare l'ordine dei pacchetti ricevuti, in modo da utilizzare solo quelli che portano le informazioni più recenti e scartare quindi quelli che portano valori appartenenti ad istanti di tempo precedenti all'ultimo pacchetto ricevuto.

Una volta ricevuti i valori della corsa degli attuatori di sollevamento e di estensione questi dati vengono salvati nella struttura della macchina (rispettivamente nelle variabili *macchina.param.s* e *macchina.param.e* della struttura *macchina* che contiene tutti i dati del sollevatore telescopico). Successivamente tramite la funzione *macchina = aggiorna_macchina(macchina)* si esegue il calcolo delle matrici che ne definiscono la struttura cinematica in base ai nuovi valori assunti dagli attuatori e quindi infine si procede alla rappresentazione grafica del sollevatore con il comando *dis_macchina_RealTime(macchina)*. In figura 5.2 è visibile l'interfaccia grafica che viene presentata all'operatore seduto nella postazione di comando all'avvio del simulatore. Per avere una visuale il simile a quella che si ha durante l'utilizzo del mezzo reale è stata scelta una orientazione della vista in prospettiva, con il punto di osservazione posto dietro al sollevatore.

Controllo

Il controllo di stabilità vero e proprio è stato sviluppato nell'ambiente Simulink di Matlab [76] (anche in questo caso è stata usata la versione R2007b). Come

¹Il toolbox TCP/UDP/IP [77], la cui funzione principale è denominata “pnet”, consente di creare connessioni TCP/IP o ricevere/inviare pacchetti UDP/IP in ambiente Matlab. Può quindi essere utilizzato per trasmettere dati su rete internet o intranet tra diversi processi Matlab oppure con altre applicazioni. Le funzioni di questo toolbox consentono infatti di creare una postazione server o client per trasmettere stringhe di testo, array o altro tipologie di variabili supportate da Matlab.

si è già detto parlando del simulatore, la comunicazione tra i due sistemi avviene sfruttando il protocollo UDP, in questo caso Simulink fornisce già le librerie necessarie per gestire questo tipo di comunicazione tramite blocco *Packet Output* contenuto nella libreria *Real Time Windows Target*. Per poter funzionare, in questo blocco deve essere specificato l'indirizzo IP e la porta del computer al quale devono essere trasmessi i pacchetti e inoltre si deve indicare il tempo di campionamento dei dati che devono essere spediti, nonché la loro dimensione e tipologia (per questo progetto sono stati utilizzati tutte variabili di tipo double, che sono composte da 8 byte ciascuna, quindi poiché i parametri inviati sono 17 la dimensione complessiva del pacchetto di dati è di 136 byte), come si può vedere in figura 5.3.

L'acquisizione dell'angolo di inclinazione della leva del joystick lungo i due GDL di rollio e beccheggio è fatta eseguendo la lettura dei relativi canali della scheda di acquisizione Sensoray 626, descritta nel paragrafo 3.4. In particolare, come illustrato nel capitolo 3, l'angolo di rollio della leva (che comanda l'attuatore di sollevamento) è misurato da un potenziometro rotativo e quindi genera un segnale di tensione, mentre l'angolo di beccheggio (che comanda l'attuatore di estensione) è misurato da un encoder incrementale e quindi genera due segnali relativi ai canali A e B.

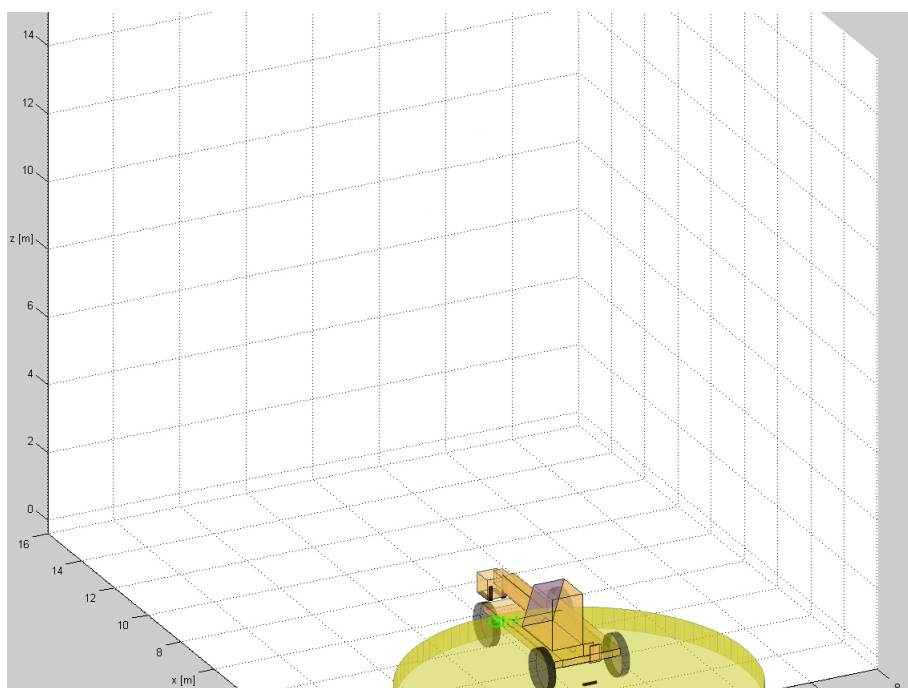


Figura 5.2: Interfaccia grafica che mostra il sollevatore telescopico con il braccio abbassato e ritratto.

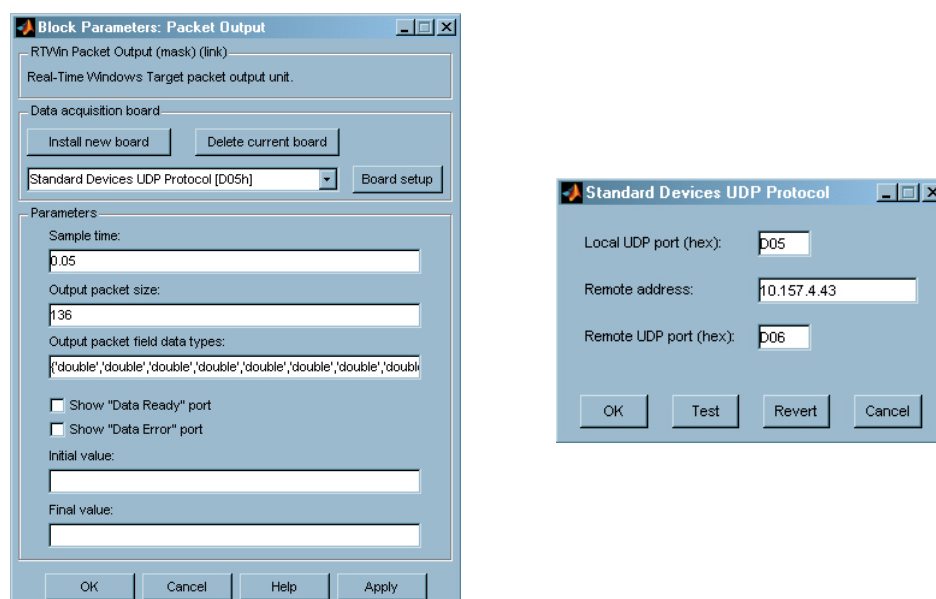
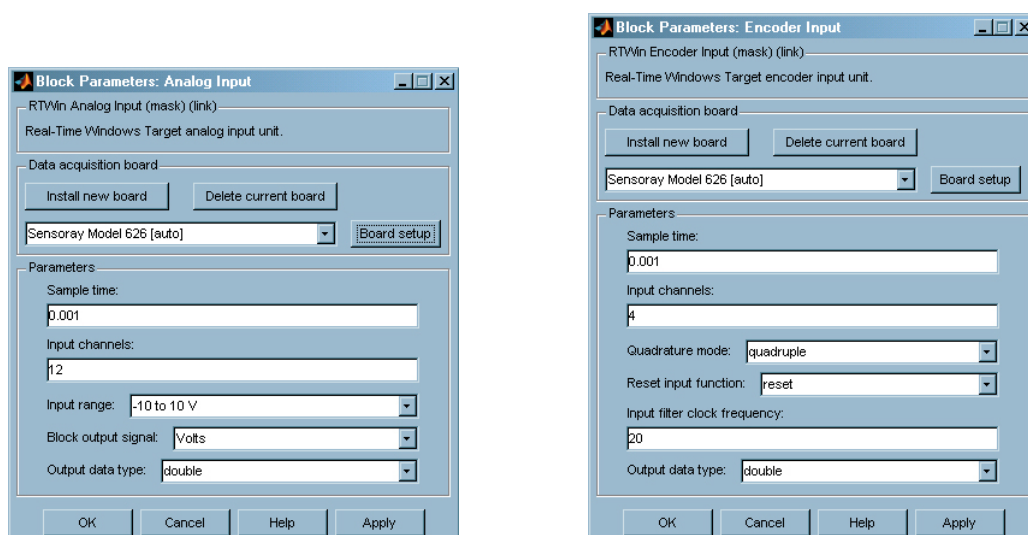


Figura 5.3: Impostazioni del blocco *Packet Output* utilizzato per trasmettere i dati dal programma di controllo al programma di simulazione.



(a) Finestra di configurazione dell'ingresso analogico collegato al potenziometro di misura dell'angolo di rollio.

(b) Finestra di configurazione dell'ingresso encoder collegato al sensore di misura dell'angolo di beccheggio.

Figura 5.4: Impostazione dei blocchi per la lettura dei trasduttori di rotazione montati sui 2 GDL del joystick.

Per la lettura del segnale di tensione si sfrutta quindi uno dei moduli ADC della scheda di acquisizione, accessibile da Simulink tramite il blocco *Analog Input* della libreria *Real Time Windows Target*. In figura 5.4a è riportata la finestra di configurazione di questo ingresso, dove deve essere specificato il numero del canale ADC a cui è collegato il sensore, il tempo di campionamento e il range di variazione del segnale in ingresso. Il segnale generato dall'encoder viene invece gestito direttamente da un modulo apposito della scheda Sensoray 626, quindi, come mostrato in figura 5.4b, per ottenere la misura dell'angolo della leva è sufficiente indicare il numero del canale a cui è collegato l'encoder, il tempo di campionamento del contatore collegato al segnale dell'encoder, la strategia di decodifica del segnale encoder e la frequenza di taglio del filtro passabasso presente sulla scheda, che consente di limitare l'influenza di eventuale disturbi sui cavi di collegamento con il sensore.

5.2 Modello degli azionamenti del sollevatore

In un sollevatore telescopico reale gli azionamenti sono di tipo idraulico, l'operatore agendo sul joystick comanda quindi (direttamente o indirettamente come visto nel paragrafo 1.3) l'apertura delle valvole di controllo che regolano la portata d'olio inviata ai cilindri della macchina. Il controllo che viene a realizzarsi è quindi fondamentalmente un controllo di velocità degli attuatori. Questa relazione è stata modellizzata con il sistema di figura 5.5, dove la velocità imposta dall'operatore tramite il joystick passa prima attraverso un blocco saturatore, necessario per tener conto della portata d'olio massima massima (e quindi della velocità massima di allungamento dei cilindri) che la macchina è in grado di fornire, e poi entra in un blocco integratore. Questo blocco riesce quindi a riprodurre la variazione di lunghezza degli attuatori in funzione della portata d'olio in ingresso. È inoltre possibile impostare un limite di saturazione inferiore e superiore per fare in modo che la lunghezza dei cilindri possa variare da 0 m valore di corsa massimo. I blocchi integratori hanno inoltre un ulteriore ingresso che permette di azzerare il valore della corsa dei cilindri quando si esegue il reset del sistema.

Sebbene questo schema risulti essere semplificato rispetto al comportamento reale dell'impianto idraulico (non si considerano infatti i ritardi nella trasmissione della pressione idraulica, i fenomeni di attrito nei cilindri, le oscillazioni del braccio,...), esso risulta essere sufficiente per modellizzare il comportamento della macchina rispetto agli schemi di controllo della stabilità che sono stati sviluppati, che si basano su un modello del sollevatore di tipo statico. In questi primi test

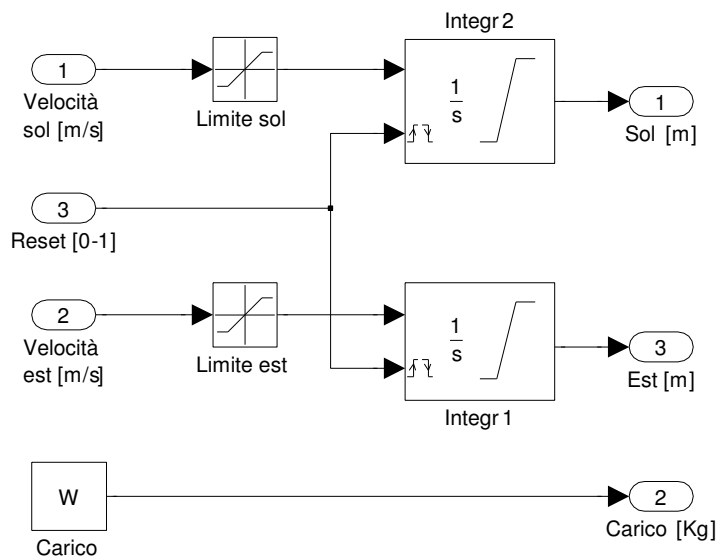


Figura 5.5: Sottosistema che simula il comportamento degli azionamenti idraulici del sollevatore telescopico.

infatti non si considerano gli effetti dinamici/inerziali derivanti dal movimento del sollevatore.

In questo sottosistema è inserita inoltre l'informazione del carico applicato alle forche del sollevatore.

5.3 Calibrazione del joystick

Per poter compensare le inevitabili discordanze tra il modello teorico del joystick e il sistema realmente costruito è stata definita una procedura di calibrazione iniziale che permette di acquisire i limiti dello spazio di lavoro della leva e quindi calcolare i parametri di offset e scala per far coincidere la corsa meccanica effettiva con la corsa teorica utilizzata per il comando della macchina. Andando infatti a leggere direttamente il sensore di beccheggio e di rollio e azzerandoli ad esempio quando la leva si trova in posizione verticale, si ha che spostando la leva percorrendo i limiti della corsa utile, si genera il grafico riportato in figura 5.6, quando invece a livello teorico si dovrebbe ottenere un tracciato rettangolare ².

²Questa discordanza tra modello teorico e sistema reale è probabilmente dovuta, per la maggior parte, ad un non perfetto incrocio tra l'asse della leva del joystick, l'asse dell'azionamento passivo e l'asse dell'azionamento attivo. Considerando in particolare l'asse collegato al motore, il limite della corsa della leva è dato dai bordi della cava realizzata sul supporto rotante (5) di figura 3.4, se il centro di rotazione della leva non coincide con l'asse di rotazione di questo supporto si ha che il punto di contatto tra leva e bordo varia e quindi, di conseguenza, varia

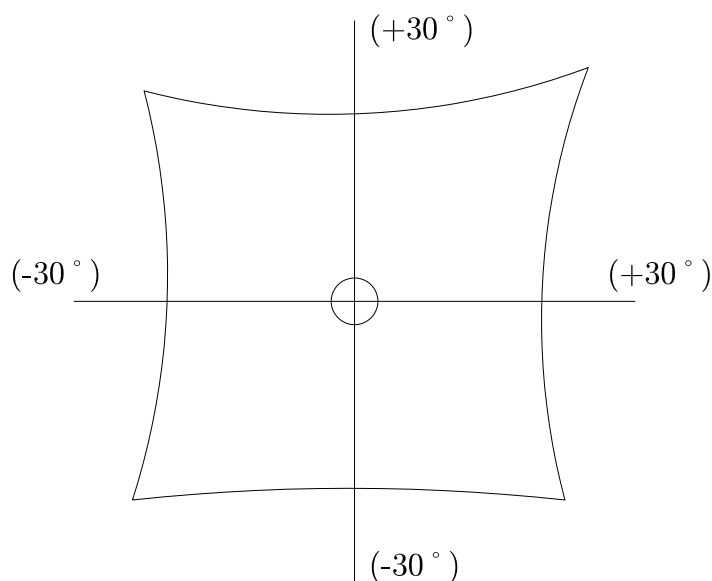


Figura 5.6: Area di lavoro della leva del joystick prima della procedura di calibrazione.

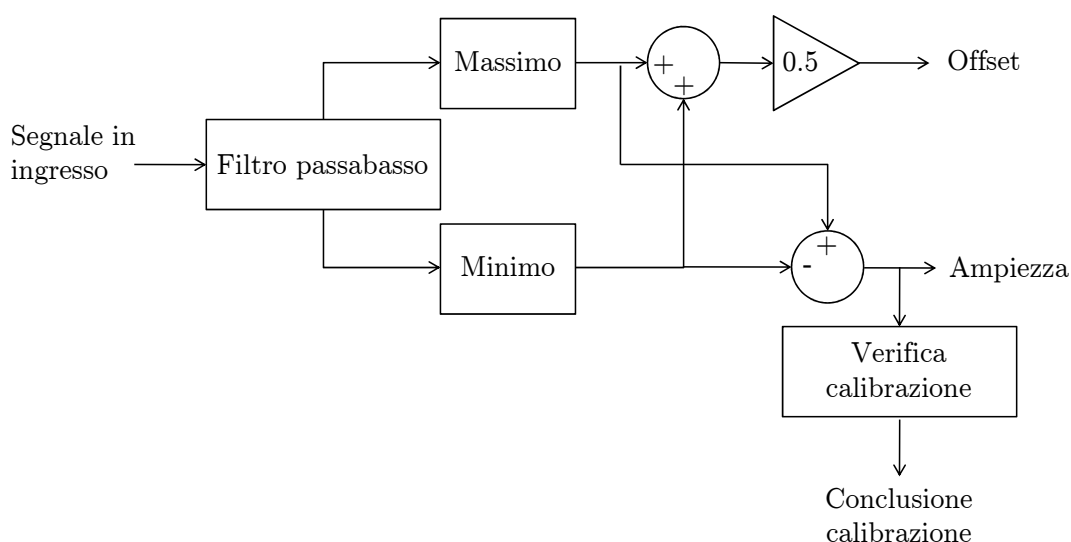


Figura 5.7: Schematizzazione della procedura di calibrazione per la lettura della rotazione della leva sull'asse di beccheggio e sull'asse di rollio.

La metodologia di calibrazione è simile per entrambi gli assi e si basa sullo schema descritto nel diagramma di figura 5.7. L'utente, una volta acceso il sistema, ha il compito di muovere la leva del joystick lungo tutto il perimetro dell'area di lavoro permesso, in questo modo il segnale acquisito, opportunamente filtrato per ridurre i disturbi a frequenza maggiore di 1.6 Hz per l'asse di

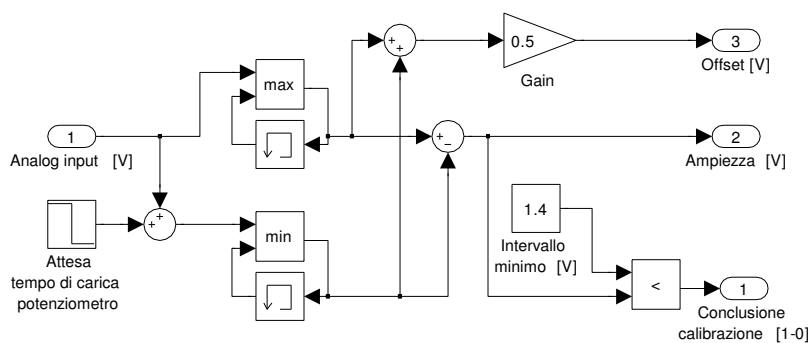
anche l'angolo che la leva è libera di percorrere in funzione della rotazione del supporto.

rollio e 16 Hz per l'asse di beccheggio ³, può essere monitorato per ricavare il suoi valori massimi e minimi tra quelli acquisiti durante il movimento svolto dall'utente. Questi valori consentono quindi di calcolare l'ampiezza massima dello spazio di lavoro e il suo valore di mezzo, detto offset perché viene poi utilizzato come valore da sottrarre al segnale per fare in modo che questo assuma il valore 0 quando la leva si trova al centro dell'area di lavoro. I valori di ampiezza e offset vengono continuamente ricalcolati durante la procedura di calibrazione e una volta che l'ampiezza supera un certo valore viene segnalato che il procedimento ha raggiunto dei valori sufficienti per il funzionamento del sistema e che quindi la calibrazione dello spazio di lavoro può essere considerata conclusa. In realtà questo procedimento di calcolo dei valori di ampiezza e offset continua anche durante l'utilizzo del joystick, quindi questi valori vengono aggiornati anche durante il normale utilizzo del sistema, in modo da estendere l'area di lavoro su tutto lo spazio effettivamente disponibile.

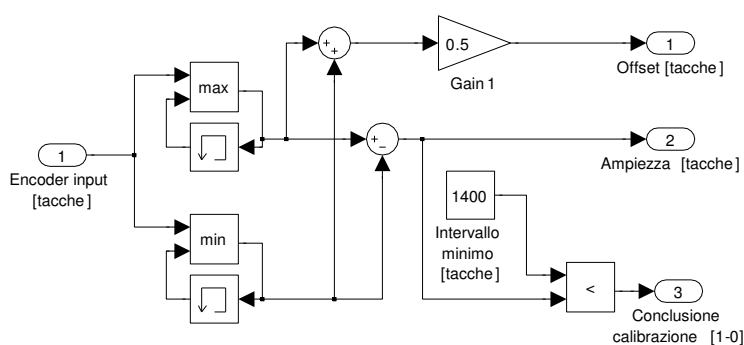
In figura 5.8a è riportato lo schema utilizzato per la calibrazione del potenziometro, mentre in figura 5.8b lo schema per la calibrazione dell'encoder. Per quanto riguarda il potenziometro, rispetto allo schema di figura 5.7, per il calcolo del valore minimo è stato inserito un segnale che passa da un valore iniziale pari a 2, ad un valore nullo dopo 0.1 s . Ciò deriva dal fatto che, poiché il segnale generato dal potenziometro è di tipo analogico, esso risente dei transitori che si hanno all'accensione del sistema, se quindi la lettura del valore di tensione è fatta troppo in anticipo, si potrebbe leggere un valore eccessivamente basso a causa del fatto che la tensione di alimentazione del sensore non ha ancora raggiunto il valore stabile di regime. Poiché però questi transitori sono molto brevi, è sufficiente un attesa di qualche decimo di secondo per ottenere un valore corretto.

Una volta terminata la procedura di calibrazione dell'area di lavoro della leva è possibile individuare l'area rettangolare indicata con la lettera A mostrata in figura 5.9 e il centro dello spazio di lavoro. Come si può vedere l'area comprende dei tratti che non sono effettivamente raggiungibili, quindi sperimentalmente sono stati individuati due coefficienti, uno per l'angolo di rollio e uno per l'angolo di beccheggio, che consentono di restringere l'area per individuare uno spazio rettangolare che include solo i punti effettivamente raggiungibili, indicato con la lettera B.

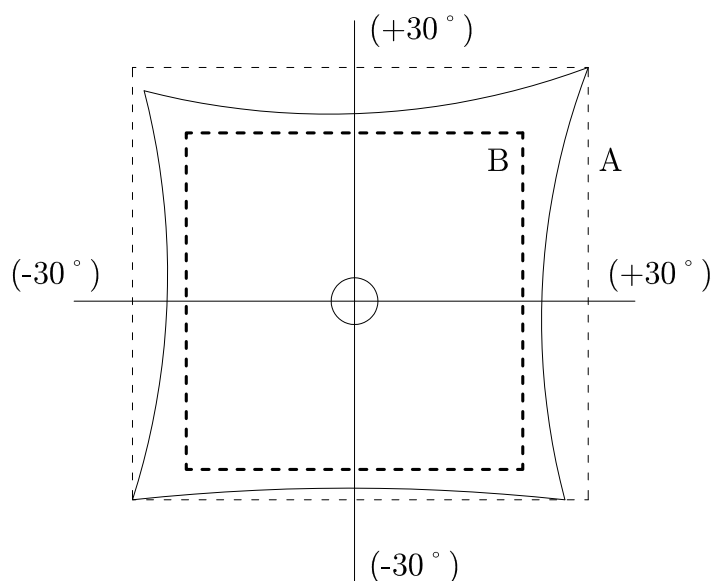
³La frequenza di taglio per un filtro passa basso del primo ordine descritto dalla funzione di trasferimento $F(s) = \frac{k}{s+\omega_0}$ è data da $f_{taglio} = \frac{\omega_0}{2\pi}$ mentre l'amplificazione all'interno della banda passante è $A_0 = \frac{k}{\omega_0}$. Per l'asse collegato al potenziometro si è considerata una frequenza di taglio minore perché questo strumento di misura genera disturbi maggiori rispetto al segnale letto dall'encoder, che è già stato condizionato dalla scheda di acquisizione.



(a) Calibrazione dell'asse di rollio.



(b) Calibrazione dell'asse di beccheggio.

Figura 5.8: Schemi di calibrazione del potenziometro 5.8a e dell'encoder 5.8b.**Figura 5.9:** Area di lavoro della leva del joystick con evidenziati i limiti individuati tramite la procedura di calibrazione (A = limiti massimi dell'area di lavoro, B = area di lavoro effettiva).

Questi coefficienti moltiplicativi valgono rispettivamente 0.99 per l'angolo di rollio e 0.89 per l'angolo di beccheggio; questa differenza è dovuta alla struttura meccanica del joystick, come spiegato nel paragrafo 3.1.

Conoscendo il valore di offset è quindi possibile sottrarlo alla misura dell'angolo (di beccheggio o di rollio) per ottenere un parametro che assume il valore nullo quando la leva è in posizione verticale. Dividendo quindi poi questo valore per l'ampiezza dell'area corretta secondo il fattore moltiplicativo di correzione si ottiene un numero che assume il valore di ± 0.5 per posizioni della leva che stanno sul bordo dell'area di lavoro, è quindi poi sufficiente utilizzare un blocco saturatore per escludere i valori che sono esterni all'area di lavoro rettangolare B individuata con la calibrazione. Vale infatti la proporzione

$$\frac{Misura}{Range_{misura}} = \frac{Misura_{corretta}}{Range_{desiderato}}$$

da cui si ottiene

$$Misura_{corretta} = Range_{desiderato} \cdot \frac{Misura}{Range_{misura}}$$

dove $Range_{desiderato} = 1$, mentre $Range_{misura} = Range_{reale} \cdot coeff_{correttivo}$. Se $Misura$ fosse sempre contenuto nel $Range_{misura}$ anche $Misura_{corretta}$ sarebbe sempre contenuto in $Range_{desiderato}$, in realtà per come è stato costruito lo spazio di lavoro B, si possono avere delle misure che escono da questo intervallo, e quindi dei valori di $Misura_{corretta}$ che escono dal $Range_{desiderato}$, è quindi necessario un blocco saturatore per eliminare questi valori non voluti. Il valore in uscita dai blocchi saturatori viene poi moltiplicato per 60, in modo che gli angoli di beccheggio siano sempre compresi tra -30° e $+30^\circ$.

Prima di poter utilizzare la lettura degli angoli della leva del joystick l'utente deve portare la leva in posizione di partenza, che per l'asse di rollio comporta di bloccare la leva nella posizione di zero, almeno per gli schemi che sono stati fin qui testati, come descritto in 5.5 (per quanto riguarda invece l'asse di beccheggio la posizione iniziale della leva a cui corrisponde un comando di estensione nullo dipende dallo schema di controllo adottato). Il riconoscimento di questa condizione si basa sulla verifica che la leva si trovi effettivamente ad assumere un angolo di rollio nullo (con una tolleranza di $\pm 0.05^\circ$) e che questa posizione venga raggiunta con una velocità sufficientemente bassa (con una tolleranza di $\pm 30 \frac{^\circ}{s}$). Questa seconda condizione deriva dal fatto che in questi test sul joystick è montato il freno elettromagnetico che, per come visto nel paragrafo 5.10, ha tempi di disinserzione abbastanza lunghi, che potrebbero facilmente portare a bloccare

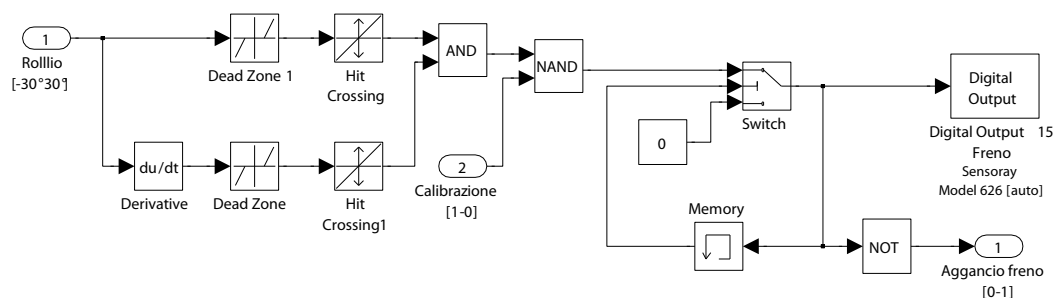


Figura 5.10: Schema che comanda l'attivazione del freno on/off che conclude la procedura di calibrazione del joystick.

il freno al di fuori della tolleranza di posizione desiderata. Lo schema che implementa questo controllo è riportato in figura 5.10, dove oltre alla condizione sulla velocità e posizione della leva, si ha che il freno viene disattivato (e quindi la leva bloccata) solo se anche la procedura di calibrazione dell'area di lavoro è stata completata, la tabella di verità del blocco NAND è infatti

	0	1
0	1	1
1	1	0

Lo switch collegato al blocco NAND è impostato in modo che venga passato il valore sull'ingresso 1 se il valore presente all'ingresso 2 è maggiore o uguale ad 1, altrimenti viene passato il valore presente sulla porta 3. Il valore iniziale del blocco di memoria è invece impostato ad 1. All'avvio del software e durante la fase di calibrazione si ha quindi l'ingresso 2 del blocco di switch è pari ad 1, quindi in freno rimane eccitato e quindi la leva è libera di muoversi. Al completamento della fase di calibrazione e al verificarsi delle condizioni sulla posizione e velocità della leva sull'asse di rollio il blocco NAND assume il valore 0 quindi il freno viene disattivato (e quindi la leva bloccata) impostando a 0 l'uscita digitale corrispondente. Nel contempo il blocco di memoria assume il valore 0, quindi allo step successivo, non essendo più verificata la condizione del blocco di switch, questo passa all'uscita il valore presente all'ingresso 3, cioè 0.

Con la conclusione della procedura di calibrazione e di blocco dell'asse di beccheggio nella posizione di zero si ha che le rotazioni della leva, prima mantenute a 0 dai blocchi moltiplicatori, assumono valori compresi tra $+30^\circ$ e -30° e quindi possono essere utilizzate dallo schema di controllo per muovere il sollevatore telescopico. In figura 5.11 è riportato lo schema complessivo del sottosistema che assolve alle funzioni fin qui descritte.

Per come è stata costruita la procedura di calibrazione non si ottengono i veri angoli di inclinazione della leva in quanto il fattore di conversione tra la lettura dell'angolo fisico reale e l'angolo utilizzato nella simulazione viene variato in modo che i valori siano sempre compresi tra $+30^\circ$ e -30° , rinunciando però così alla corrispondenza fisica tra angolo utilizzato e angolo reale (le differenze sono comunque contenute)). Dato quindi che gli angoli della leva non sono esattamente uguali a quelli reali, si è preferito evitare di correggere l'angolo di beccheggio tramite le formule descritte nel paragrafo 3.1 per non introdurre correzioni calcolate su valori non direttamente corrispondenti a misure fisiche.

5.4 Modello semplificato del sollevatore

I comandi impartiti con il joystick vengono tradotti in velocità di movimento degli azionamenti del sollevatore telescopico secondo i metodi trattati nei paragrafi 5.5.1 e 5.5.2. Da queste velocità si ricavano quindi poi gli allungamenti dei cilindri idraulici, cioè s_2 e s_4 , tramite il sottosistema descritto nel paragrafo 5.2. La conoscenza di s_2 e s_4 permette, tramite il modello semplificato descritto nel paragrafo 2.3, di ricavare quindi la posizione del baricentro della macchina e stimare la vicinanza al limite di stabilità del sistema. Allo scopo di modellizzare i ritardi di misura e di elaborazione del segnale presenti sul sistema fisico reale sono stati introdotti dei ritardi di trasmissione sui segnali relativi al calcolo della corsa dell'attuatore di sollevamento e di estensione. In questo sottosistema vengono inoltre definiti una serie di limiti, calcolati in base alla posizione del *limite di stabilità*, che coincide con la coordinata X del bordo anteriore del poligono di chiusura, che sono utilizzati per realizzare il controllo di stabilità della macchina.

Considerando il controllo associato al comando di sollevamento (descritto in modo completo nel paragrafo 5.5.1) si definiscono due ulteriori posizioni, entrambe relative alla coordinata X del baricentro della macchina. Si ha infatti un *limite di fine frenatura* e un *limite di inizio frenatura* (mostrati in figura 5.12) che individuano una zona all'interno della quale la massima velocità di discesa del braccio telescopico viene diminuita in modo da garantire al sistema di controllo di essere sempre in grado di mantenere il sistema in condizioni di sicurezza.

Considerando invece il controllo associato al comando di estensione si definisce un *limite di sicurezza* (che può coincidere con il *limite di fine frenatura* del controllo di sollevamento) relativo alla coordinata X del baricentro della macchina da cui si ricava, tramite le formule descritte nel paragrafo 2.3, il valore dell'estensione del braccio (detta *estensione limite di sicurezza*) che porterebbe il baricentro

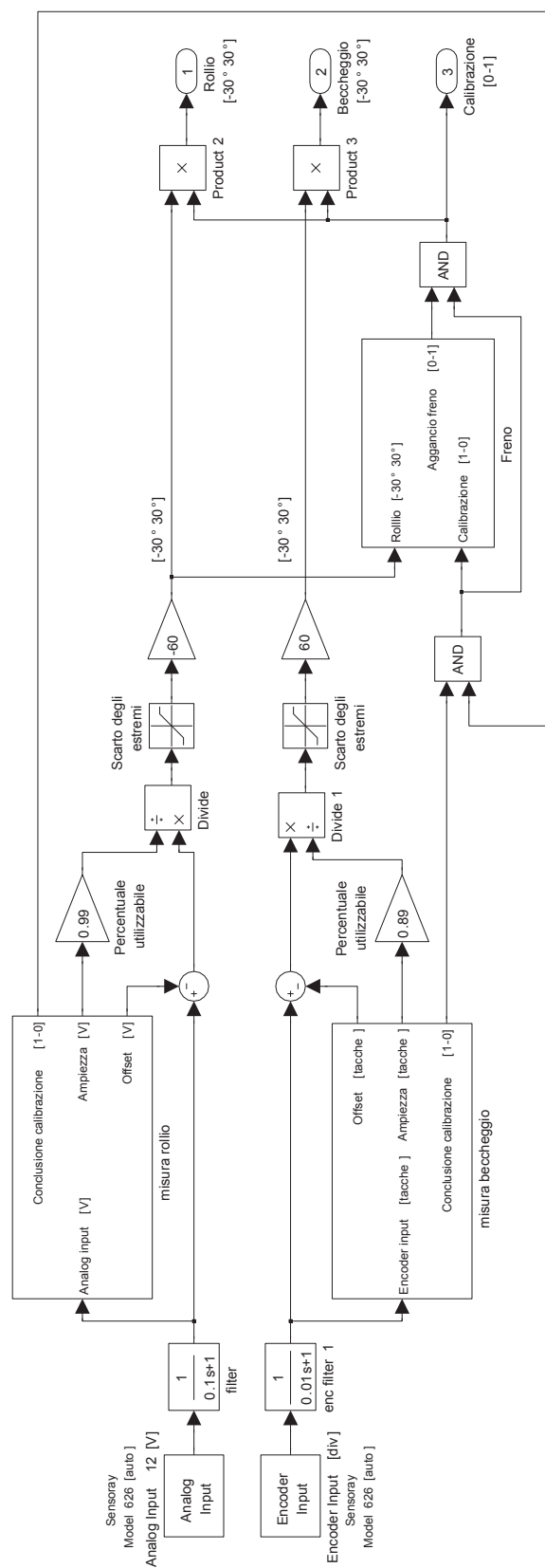


Figura 5.11: Struttura dello schema definito per eseguire la calibrazione del joystick e leggere i valori di rollio e beccheggio della leva imposti dall'operatore.

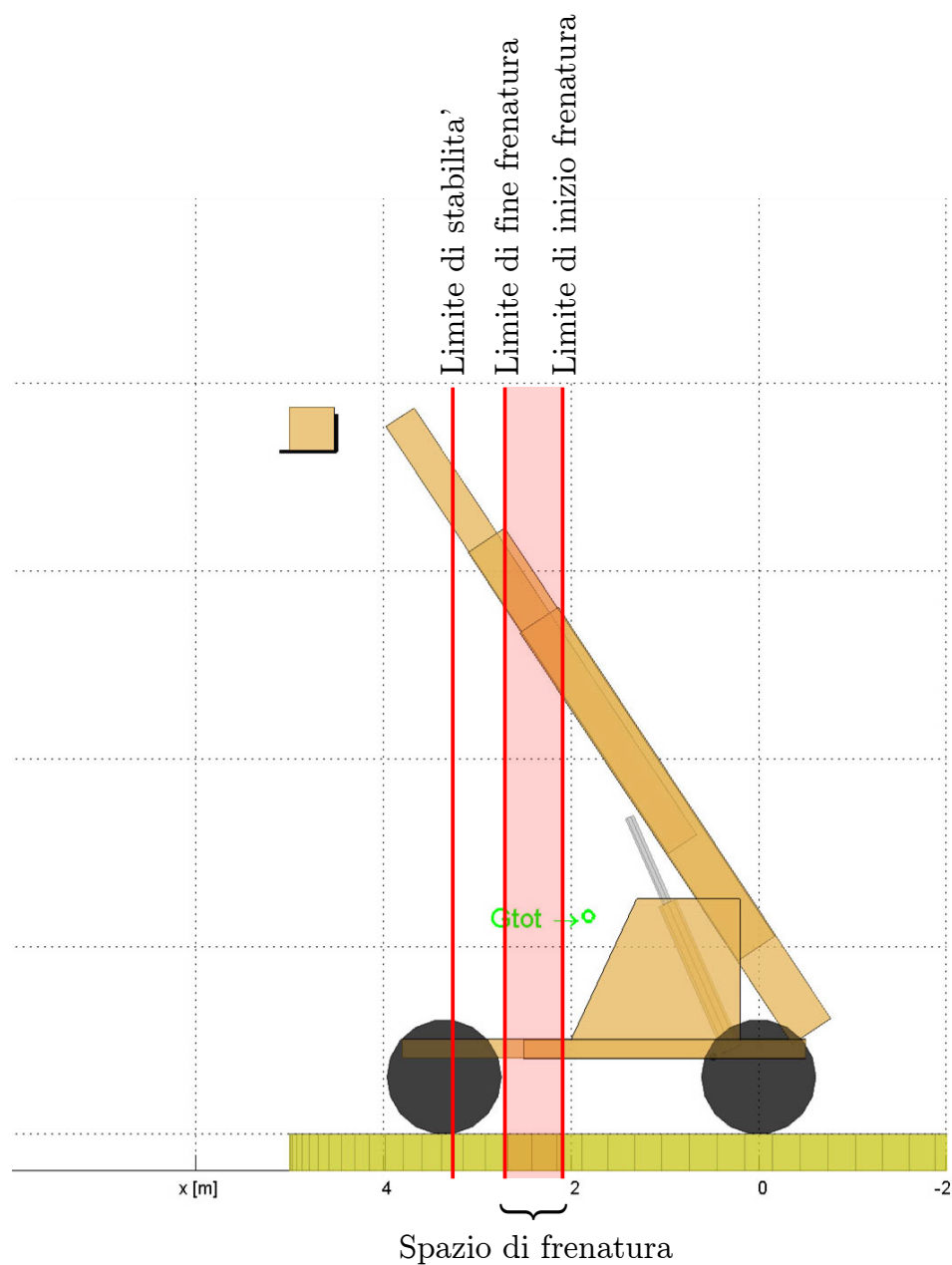


Figura 5.12: Limiti definiti all'interno dello spazio di lavoro del sollevatore per realizzare il controllo di stabilità applicato all'attuatore di sollevamento (nei test che sono stati realizzati il limite di fine frenatura è stato posto a 150 mm dal limite di stabilità, mentre lo spazio di frenata è stato considerato uguale a 250 mm).

sul *limite di sicurezza*, a parità di lunghezza dell'attuatore di sollevamento. Imponendo $X_G = X_{G,sicurezza}$ si può cioè ricavare il relativo valore di s_4 , chiamato *estensione limite di sicurezza*. Si ha infatti

$$X_G = \frac{M_{veicolo} \cdot X_{G,veicolo} + M_{carico} \cdot X_{G,carico}}{M_{veicolo} + M_{carico}}$$

dove

$$X_{G,veicolo} = \cos(\beta_3) \cdot (A_x \cdot s_4 + B_x) + \sin(\beta_3) \cdot C_x + D_x$$

$$X_{G,carico} = \rho_w \cdot \cos(\beta_6 + \varphi_w) + (p_1 + 2 \cdot s_4) \cdot \cos(\beta_3) + p_2 \cdot \sin(\beta_3) - x_c + p_3$$

I calcoli della coordinata X del baricentro del veicolo e del carico possono essere riscritti come

$$\begin{aligned} X_{G,veicolo} &= \left[X_{G,veicolo}^{\{1\}} \right] + \left[X_{G,veicolo}^{\{2\}} \right] \cdot s_4 = \\ &= [\cos(\beta_3) \cdot B_x + \sin(\beta_3) \cdot C_x + D_x] + [\cos(\beta_3) \cdot A_x] \cdot s_4 \\ X_{G,carico} &= \left[X_{G,carico}^{\{1\}} \right] + \left[X_{G,carico}^{\{2\}} \right] \cdot s_4 = \\ &= [\rho_w \cdot \cos(\beta_6 + \varphi_w) + p_1 \cdot \cos(\beta_3) + p_2 \cdot \sin(\beta_3) - x_c + p_3] + [2 \cdot \cos(\beta_3)] \cdot s_4 \end{aligned}$$

quindi la formula per il calcolo di X_G diventa

$$X_G = \frac{M_{veicolo} \cdot X_{G,veicolo}^{\{1\}} + M_{carico} \cdot X_{G,carico}^{\{1\}}}{M_{veicolo} + M_{carico}} + \frac{(M_{veicolo} \cdot X_{G,veicolo}^{\{2\}} + M_{carico} \cdot X_{G,carico}^{\{2\}})}{M_{veicolo} + M_{carico}} \cdot s_4$$

che può essere riscritta in forma compatta come

$$X_G = X_G^{\{1\}} + X_G^{\{2\}} \cdot s_4$$

Noto l'allungamento dell'attuatore di sollevamento è possibile calcolare l'angolo β_3 tramite la formula 2.3 che permette quindi di ricavare l'*estensione limite di sicurezza* come

$$s_{4,limite} = \frac{X_{G,sicurezza} - X_G^{\{1\}}}{X_G^{\{2\}}}$$

Questa *estensione limite di sicurezza* è utilizzata inoltre per definire un'ulteriore *estensione di attrazione* posta ad una certa distanza. Il parametro che però viene in realtà utilizzato dallo schema di controllo è detto *estensione di controllo*, che assume il valore dell'*estensione di attrazione* quando l'estensione comandata raggiunge o supera questo limite, altrimenti assume lo stesso valore dell'estensione effettiva del braccio. Il significato di questi limiti, riportati anche in figura 5.13, è descritto in modo più dettagliato nel paragrafo 5.5.2.

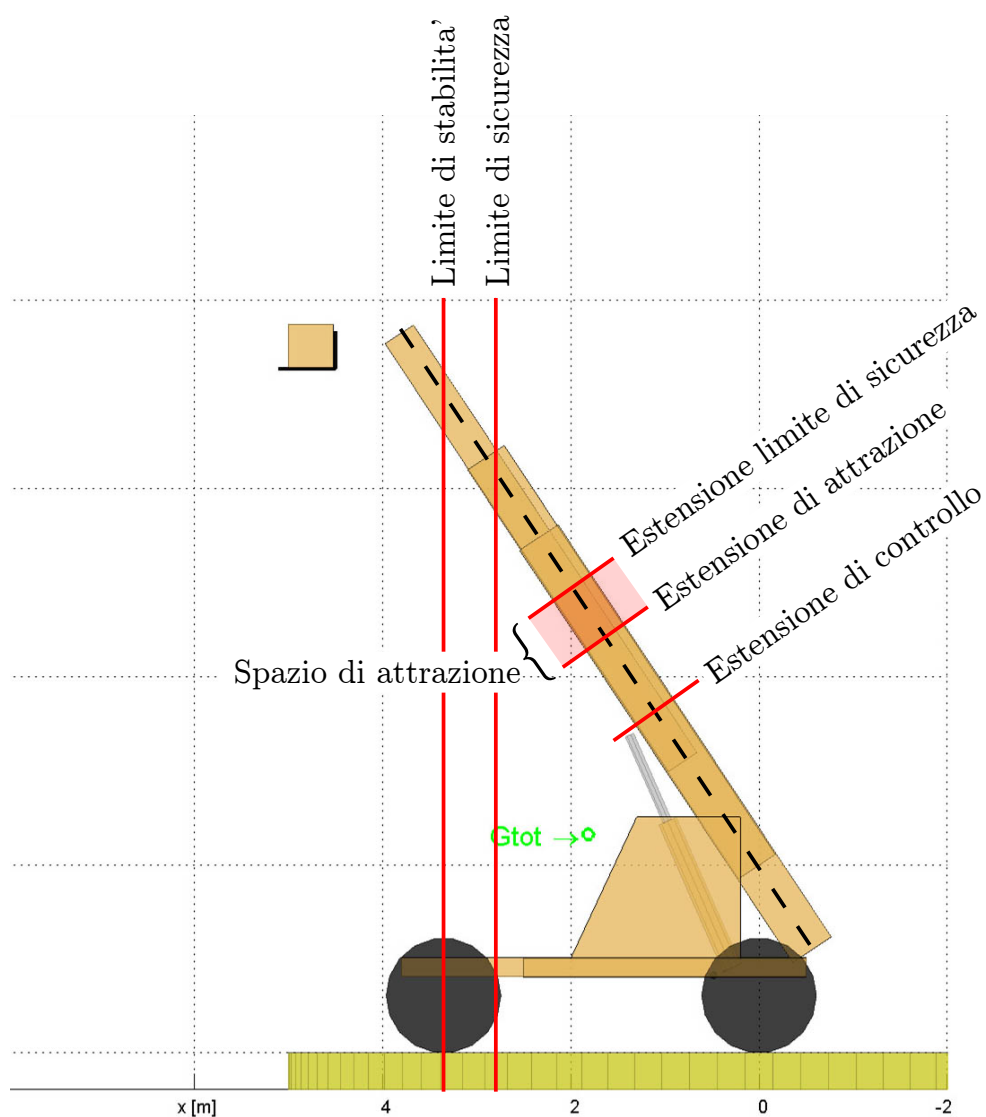


Figura 5.13: Limiti definiti all'interno dello spazio di lavoro del sollevatore e lungo l'asse del braccio telescopico per realizzare il controllo di stabilità applicato all'attuatore di estensione (nei test che sono stati realizzati il limite di sicurezza è stato posto a 150 mm dal limite di stabilità, mentre lo spazio di attrazione è stato considerato uguale a 50 mm).

5.5 Controllo della stabilità

Il controllo di stabilità che è stato implementato ha lo scopo di evitare che il baricentro del sollevatore possa finire oltre i limiti del poligono di stabilità; nel contempo il sistema si occupa fornire anche un feedback di forza sulla leva del joystick impugnata dall'operatore per avvisarlo del pericolo sopraggiunto. In questa prima fase il controllo è stato sviluppato trascurando le caratteristiche dinamiche del sistema, considerando quindi solo il modello statico, descritto nel paragrafo 2.3.1. L'obiettivo di questo lavoro è stato infatti quello di valutare l'applicabilità dei modelli limitati al caso statico, quindi lo studio dovrà essere in futuro esteso per considerare anche le forze, le velocità e le accelerazioni della macchina.

5.5.1 Comando di sollevamento

Il comando di sollevamento per tutti i tre schemi funziona sempre nella modalità detta "Rate Control", quindi anche lo schema di controllo applicato a questo asse è in tutti i tre casi lo stesso. Si è scelta questa modalità di comando per questo asse perché essa corrisponde a quella normalmente utilizzata sui sollevatori industriali, dove, come visto nel paragrafo 1.3.1, la leva del joystick è mantenuta in posizione verticale da una serie di molle e la sua inclinazione comanda la velocità di movimento degli attuatori idraulici (sia agendo direttamente sulle valvole dell'impianto idraulico, sia tramite un sistema di controllo elettronico delle stesse).

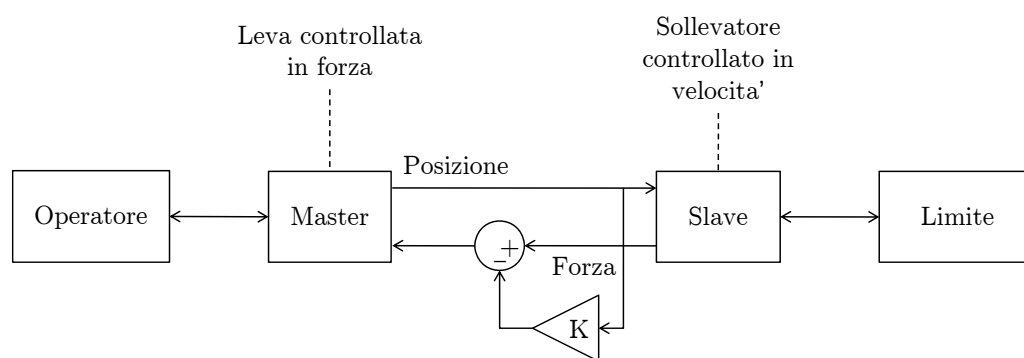


Figura 5.14: Schematizzazione del funzionamento dello schema di controllo "Rate Control".

Riportando in una rappresentazione grafica il funzionamento di questo schema nel caso più generale si ottiene il diagramma di figura 5.14. Come si può vedere la leva del joystick è comandata in forza, cioè ad ogni sua inclinazione rispetto

alla posizione di riposo verticale corrisponde una forza di richiamo che tende a riportarla nella situazione di partenza; tale forza è dovuta alle molle nel caso dei joystick idraulici ed elettro-idraulici ed è invece generata da un motore nel caso di un joystick aptico. Questa azione è rappresentata nello schema dalla retroazione di guadagno K che genera sulla leva del joystick una forza opposta allo spostamento, indipendente dall'effettivo comportamento dello slave.

Il sollevatore telescopico è invece comandato in velocità, cioè l'inclinazione del joystick imposta dall'utente genera un segnale di riferimento che è interpretato dallo slave come un comando di velocità da impartire agli attuatori. Se lo slave si muove in ambiente libero l'unica azione di forza presente sul master è quella dovuta alla retroazione K . Nel caso però in cui sullo slave venga a generarsi una forza, che nel caso del controllo di stabilità qui considerato è di tipo virtuale, cioè determinata da quanto il sollevatore si avvicina al limite di instabilità, questa azione va a sommarsi a quella dovuta dalla retroazione K , segnalando all'operatore l'approssimarsi della situazione di pericolo.

Si può notare che non c'è corrispondenza di posizione tra master e slave, questa configurazione di controllo viene infatti normalmente utilizzata quando lo spazio di lavoro è ampio ed è necessario un posizionamento dello slave preciso, come appunto accade nell'utilizzo di un sollevatore telescopico.

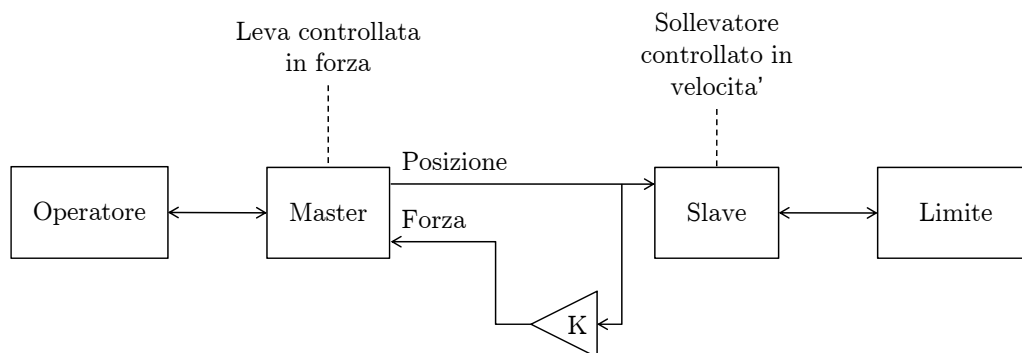


Figura 5.15: Schematizzazione del funzionamento dello schema di controllo “Rate Control” nel caso di utilizzo di un attuatore passivo per generare la forza di richiamo della leva.

In riferimento al comando dell'attuatore di sollevamento quando la leva si trova in posizione verticale il comando di velocità è nullo, piegando la leva verso destra si impone una velocità di sollevamento del braccio positiva, mentre piegando la leva verso sinistra si impone una velocità negativa. La forza impressa alla leva per riportarla nella posizione verticale è dovuta all'azione dalle molle del

calcolato con la formula 5.1 viene quindi poi fatto passare attraverso un blocco di saturazione che ha il limite superiore fisso, infatti sollevando il braccio della macchina il baricentro tende sempre ad allontanarsi dalla zona di instabilità e quindi il movimento può essere sempre fatto alla massima velocità, mentre il limite inferiore è calcolato in base a quanto il baricentro si trova vicino al limite di sicurezza e alla configurazione del braccio telescopico.

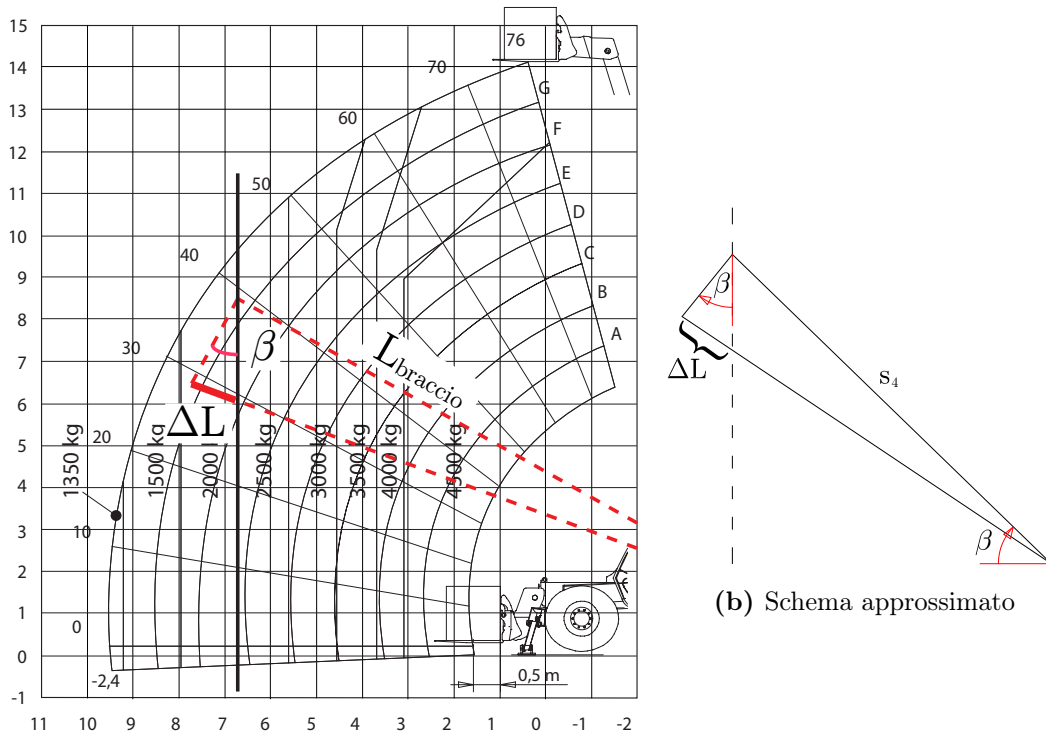
Il calcolo del baricentro è fatto dal blocco che modella il sollevatore tramite le formule semplificate riportate nel paragrafo 2.1, il valore ottenuto viene passato attraverso un blocco di saturazione che mantiene il valore compreso tra la posizione del *limite di inizio frenatura* e il *limite di fine frenatura* mostrati in figura 5.12. Al valore così ottenuto viene sottratta la posizione del *limite di inizio frenatura* e il risultato viene diviso per l'ampiezza dello *spazio di frenatura*, in modo da avere un numero variabile tra 0 e 1 (indicato come U_1), dove a 0 corrisponde una posizione sicura del baricentro, mentre ad 1 per una configurazione della macchina che ha portato il baricentro sul *limite di fine frenatura* (o oltre).

Come è stato già accennato la velocità di discesa massima del braccio telescopico dipende anche dalla sua configurazione, più precisamente dalla lunghezza del segmento che il sistema di controllo dello sfilo deve essere in grado di compensare per evitare che il baricentro esca dai limiti di sicurezza mentre il braccio viene fatto scendere. Facendo riferimento alla figura 5.17a, in cui è riportato il diagramma di carico del sollevatore telescopico preso in esame, supponendo di trasportare ad esempio un carico di 2500 Kg si ha che, nelle vicinanze del limite di stabilità dove il diagramma diventa praticamente verticale, se si compie una rotazione del braccio verso il basso, supponendo di mantenere costante la lunghezza, il controllo dello sfilo deve riuscire a far rientrare la parte di braccio che esce oltre il limite del diagramma, cioè ΔL . Poiché non è necessario conoscere esattamente questa quantità, si può fare riferimento allo schema semplificato di figura 5.17b, che in base alla configurazione del braccio consente comunque di avere una stima di quanto dovrà agire il controllo dello sfilo per mantenere il sollevatore in condizioni di sicurezza. Si ha infatti

$$\tan(\beta) \approx \frac{\Delta L}{s_4 \cdot \Delta\beta}$$

$$\Delta L \approx s_4 \cdot \tan(\beta) \cdot \Delta\beta$$

si ha quindi che il tratto di sfilo che il controllo dovrà compensare è proporzionale a $s_4 \cdot \tan(\beta)$.



(a) Schema riportato sul diagramma di carico della macchina.

Figura 5.17: Schemi per il calcolo approssimato di ΔL .

Il calcolo del limite di discesa dell'attuatore di sollevamento è quindi fatto con la formula

$$LIM_{inf} = -velocità_{sollevamento,MAX} \left(1 - U_1 \cdot \left(1 - \frac{1}{U_2} \right) \right)$$

Dove il termine che moltiplica la velocità massima serve a ridurla in base alla vicinanza al limite di stabilità e alla lunghezza del braccio che deve essere fatto rientrare dal controllo di estensione. Il termine U_1 , definito in precedenza, assume valori compresi tra 0 e 1 in funzione della vicinanza al *limite di fine frenatura*. Nel caso in cui il baricentro sia interno ai limiti di sicurezza questo termine assume il valore 0 e quindi la discesa del braccio può avvenire a velocità massima, altrimenti essa viene ridotta. La quantità di riduzione della velocità dipende anche da un secondo fattore, dove compare il termine U_2 che è definito come

$$U_2 = K \cdot (s_4 \cdot \tan(\beta) + 1)$$

dove $s_4 \cdot \tan(\beta)$, come si è visto, è proporzionale al tratto di sfilo che il controllo di estensione deve essere in grado di compensare, mentre K è un coefficiente numerico ricavato sperimentalmente che dipende dal rapporto tra la massima velocità di estensione e la massima velocità di sollevamento del braccio. Maggiore è il valore assunto dal termine $s_4 \cdot \tan(\beta)$, più grande è il fattore $\left(1 - \frac{1}{U_2}\right)$ e quindi maggiore è la riduzione della velocità di discesa del braccio.

5.5.2 Comando di estensione

Per gestire il comando di estensione del braccio, associato al movimento di beccheggio della leva del joystick, sono state definite 3 diverse modalità di controllo, descritte qui di seguito.

Schema di controllo tipo “Rate Control”

Nel caso del comando di estensione lo schema “Rate Control”, già descritto nel paragrafo 5.5.1, è realizzato generando la forza di richiamo tramite il motore in corrente continua posto sull’asse di beccheggio, quindi ciò consente di sfruttare pienamente lo schema di figura 5.14 per segnalare all’operatore l’approssimarsi del limite di stabilità, diversamente da quanto è possibile fare con il comando di sollevamento (dove l’attuatore è mantenuto sempre bloccato).

Il comando imposto dall’operatore muovendo il joystick è convertito in velocità di allungamento dell’attuatore di estensione tramite la proporzione

$$\frac{\text{angolo}_{\text{beccheggio}}}{\text{angolo}_{\text{beccheggio},MAX}} = \frac{\text{velocità}_{\text{estensione}}}{\text{velocità}_{\text{estensione},MAX}}$$

da cui deriva

$$\text{velocità}_{\text{estensione}} = \frac{\text{velocità}_{\text{estensione},MAX}}{\text{angolo}_{\text{beccheggio},MAX}} \cdot \text{angolo}_{\text{beccheggio}} \quad (5.2)$$

Per evitare che l’operatore possa imporre movimenti non voluti l’angolo di beccheggio acquisito viene fatto passare attraverso un blocco *Dead Zone* che genera un’uscita nulla anche quando la leva non è esattamente in posizione verticale, ma si trova comunque in un suo intorno (in questo caso $\pm 1^\circ$). Il valore di velocità calcolato con la formula 5.2 viene quindi poi fatto passare attraverso un blocco di saturazione che assicura che la velocità imposta sia entro i limiti propri dell’attuatore di estensione.

Il controllo vero e proprio viene fatto sottraendo alla velocità di estensione una quantità proporzionale alla differenza tra l’estensione effettiva del braccio e

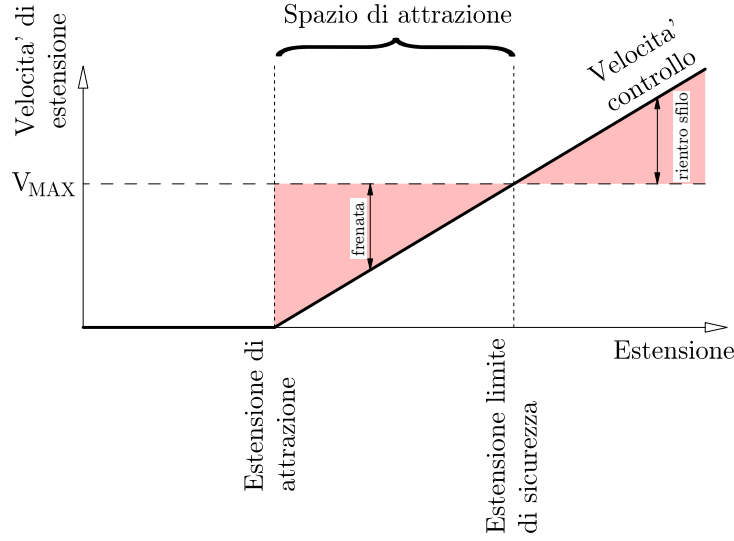


Figura 5.18: Andamento dell'azione di controllo che va ad agire sulla velocità di estensione imposta dall'utente.

l'*estensione di controllo*, calcolata come descritto nel paragrafo 5.4. Si ha quindi che la riduzione della velocità di estensione avviene solo se la corsa di estensione supera l'*estensione di attrazione* perché negli altri casi la differenza calcolata è nulla. Il coefficiente moltiplicativo di questa differenza è definito in modo che l'azione di controllo possa annullare (o rendere negativa) la velocità di estensione del braccio solo se questa uguaglia (o supera) l'*estensione limite di sicurezza*, cioè

$$velocità_{estensione, controllo} = \frac{velocità_{estensione, MAX}}{spazio_{attrazione}} \cdot (estensione - estensione_{attrazione})$$

dove $spazio_{attrazione} = estensione - estensione_{attrazione}$. L'operatore quindi, all'interno dello *spazio di attrazione*, individuato dall'*estensione di controllo* e dall'*estensione limite di sicurezza*, ha la possibilità di controbilanciare l'azione di controllo in quanto questa si mantiene inferiore al comando massimo che l'utente può imporre, come mostrato in figura 5.18. Se invece l'estensione del braccio supera l'*estensione limite di sicurezza* (per come è stato definito questo limite ciò implica che il baricentro della macchina superi il *limite di sicurezza*) il controllo prende il sopravvento in modo da evitare che il baricentro possa raggiungere e superare il *limite di stabilità*.

Per come è stato definito lo schema di controllo dell'estensione, si ha che il controllo agisce in modo da annullare la differenza tra la velocità di estensione imposta dall'operatore e la velocità calcolata dall'anello di retroazione, ciò crea

in questo caso particolare anche nella modalità detta “Rate Control” una sorta di controllo di posizione che rende direttamente proporzionali l’inclinazione della leva del joystick (calcolata rispetto alla posizione verticale) e l’estensione del braccio (calcolata rispetto all’*estensione di attrazione*), come si può vedere anche dallo schema riportato in figura 5.20. Supponendo infatti di non variare l’inclinazione del braccio telescopico, quando la leva del joystick viene portata a finecorsa sull’asse di rollio l’estensione assume il valore dell’*estensione limite di sicurezza*, mentre se la leva viene portata al centro (o se viene lasciata libera di muoversi) l’estensione assume il valore dell’*estensione di attrazione*. Si ottiene infatti la relazione

$$\Delta angolo_{leva} \cdot K_1 = \Delta est \cdot K_2$$

che può essere scritta come

$$\Delta est = \frac{K_1}{K_2} \cdot \Delta angolo_{leva} = \frac{velocità_{estensione, MAX}}{angolo_{beccheggio, MAX}} \cdot \frac{spazio_{attrazione}}{velocità_{estensione, MAX}} \cdot \Delta angolo_{leva}$$

da cui deriva

$$\Delta est = \frac{spazio_{attrazione}}{angolo_{beccheggio, MAX}} \cdot \Delta angolo_{leva}$$

Lo schema di controllo risultante è riportato in figura 5.19, dove è presente anche un blocco moltiplicativo che consente di disabilitare lo schema durante l’esecuzione dei test. Per quanto riguarda il controllo della leva in questo schema, se non interviene il controllo di stabilità sull’estensione del braccio, il motore agisce in modo da simulare la presenza di molle che tendono a far ritornare la leva sempre nella posizione centrale, a cui corrisponde, come per il comando di sollevamento, velocità nulla degli attuatori.

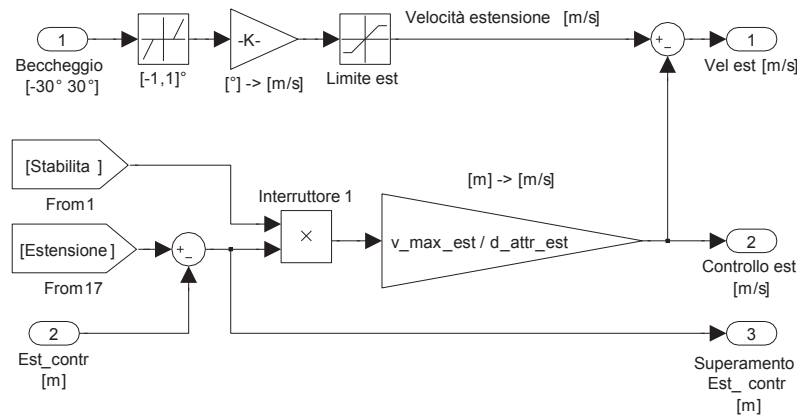


Figura 5.19: Controllo di stabilità dell’estensione nello schema “Rate Control”.

Per fare ciò l'angolo di inclinazione viene usato come riferimento per un controllo di tipo proporzionale-derivativo (PD) che ha in uscita la tensione da applicare al motore. Si realizza cioè lo schema di figura 5.21.

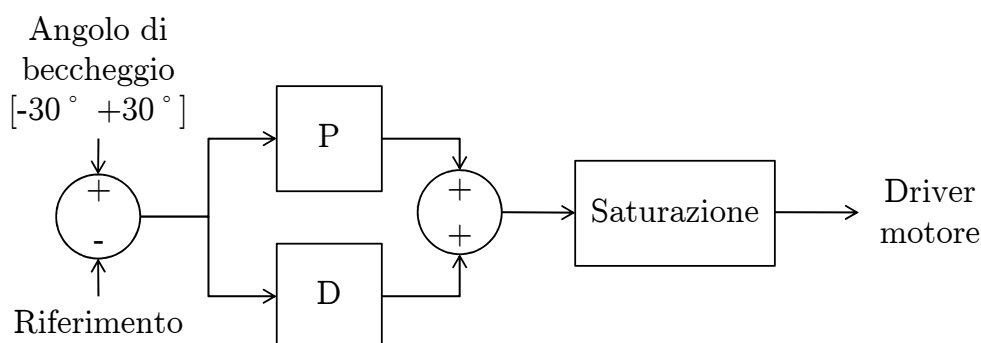


Figura 5.21: Struttura dello schema di controllo della leva del joystick.

Quando invece si ha il superamento dell'*estensione di attrazione* da parte dell'estensione effettiva del braccio, la differenza tra le due estensioni entra nello schema di figura 5.21 spostando il riferimento del controllore PD in modo che la leva tenda ad essere portata in una posizione a cui corrispondono velocità di estensione negative. In questo modo se l'operatore mantiene ferma la leva del joystick sentirà una forza maggiore perché aumenta la distanza tra l'angolo della leva e il riferimento (che prima era nullo mentre adesso è negativo), se invece l'operatore asseconda il movimento della leva sarà portato a muoverla verso posizioni a cui corrispondono velocità negative (che quindi causano il rientro dello sfilo) finché l'estensione del braccio non diventa minore dell'*estensione di attrazione*.

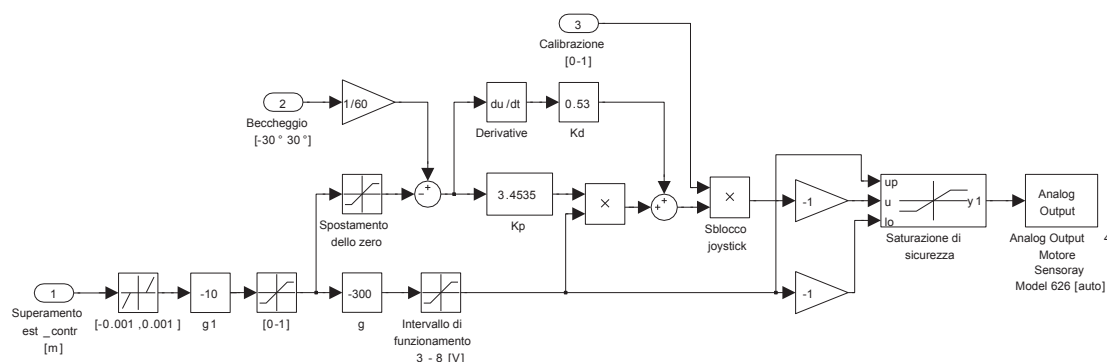
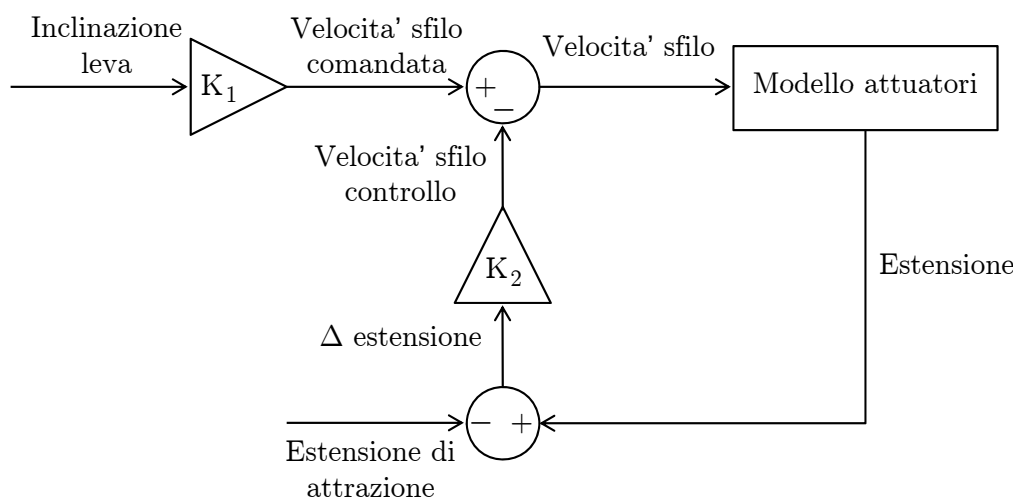


Figura 5.22: Schema di controllo della leva del joystick nello schema di comando tipo “Rate Control”.

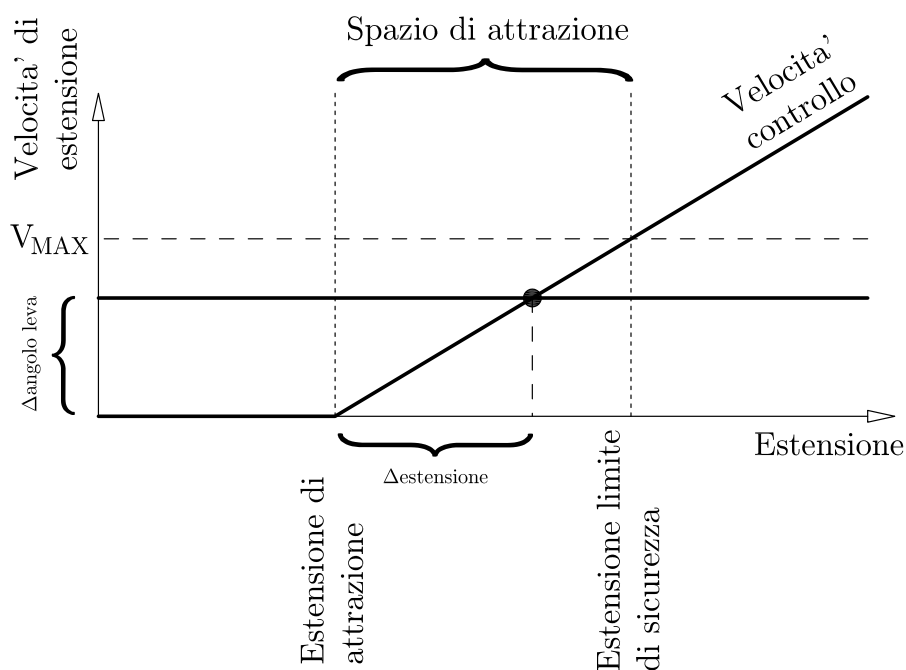
Per incrementare la forza che agisce sull'operatore quando si attiva il controllo di stabilità viene anche incrementato il guadagno proporzionale del controllore



$$K_1 = \frac{velocità_{estensione,MAX}}{angolo_{beccheggio,MAX}}$$

$$K_2 = \frac{velocità_{estensione,MAX}}{spazio_{attrazione}}$$

(a)



(b)

Figura 5.20: La figura 5.20a mostra lo schema di controllo che si viene a realizzare quando l'estensione del braccio si trova all'interno dello *spazio di attrazione*, la stessa situazione è mostrata per via grafica nella figura 5.20b.

PD e vengono inoltre incrementati i limiti del blocco saturatore che governa la tensione applicata al motore collegato al movimento di beccheggio. In figura 5.22 è riportato il modello effettivamente usato per realizzare il controllo della leva del joystick.

Schema di controllo tipo “Lans”

Con questo controllo la leva è comandata in forza, mentre il sollevatore telescopico in posizione, come mostrato in figura 5.23. L’operatore agendo sul joystick impone un’inclinazione della leva che viene interpretata dallo slave come un comando di posizione, in questo caso quindi esiste una corrispondenza diretta di posizione tra master e slave. L’applicazione di una forza sullo slave, che è una forza virtuale nel caso del controllo di stabilità qui considerato, viene riportata sul master, che quindi a sua volta impone una forza all’operatore. L’entità di questa azione non dipende dalla posizione della leva del joystick, ma solo dall’intensità dell’azione applicata allo slave, cioè da quanto il baricentro della macchina si avvicina al limite di instabilità.

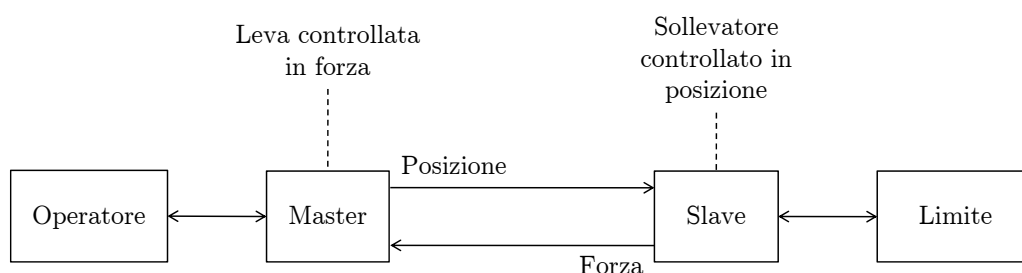


Figura 5.23: Schematizzazione del funzionamento dello schema di controllo “Lans”.

Nel caso in cui il baricentro del sollevatore telescopico sia interno ai limiti di sicurezza la forza virtuale è nulla e quindi non viene trasferita nessuna azione alla leva del joystick che quindi può essere mossa liberamente dall’operatore. Poiché, come si è visto, la posizione della leva e quella dello slave hanno una corrispondenza diretta e non sono presenti retroazioni di forza all’interno della zona di sicurezza, con questo schema si possono generare problemi di poca accuratezza e precisione dei movimenti dello slave se l’ambiente di lavoro è molto ampio.

Lo schema di controllo dell’estensione per questo schema funziona in modo simile al controllo dello schema tipo “Rate Control”, in questo caso però siccome la leva del joystick non impone più la velocità dell’attuatore, ma la sua posizione assoluta, si ha un loop di retroazione che calcola la velocità dell’attuatore di

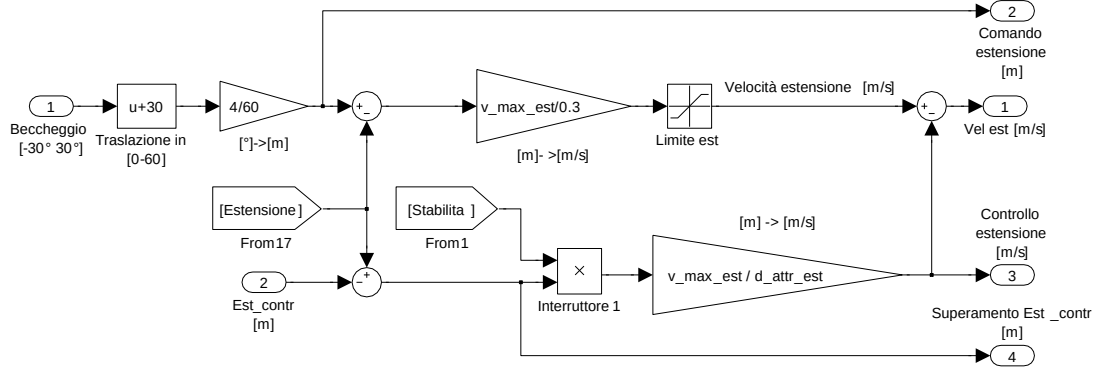


Figura 5.24: Controllo di stabilità dell'attuatore di estensione nello schema di comando tipo "Lans".

estensione in base alla differenza tra il valore imposto dal joystick e l'estensione effettiva. Come si può vedere dallo schema riportato in figura 5.24 l'angolo di beccheggio, che viene letto come un numero compreso tra -30° e $+30^\circ$, viene trasformato in un numero compreso tra 0 e 60° in modo da essere assimilabile alla corsa di estensione dell'attuatore, che va da 0m a 4m. Questo valore viene quindi poi trasformato nella corsa desiderata dell'attuatore sfruttando la proporzione

$$\frac{\text{angolo}_{\text{beccheggio}}}{\text{angolo}_{\text{beccheggio}, \text{MAX}}} = \frac{\text{estensione}}{\text{estensione}_{\text{MAX}}}$$

da cui deriva

$$\text{estensione} = \frac{\text{estensione}_{\text{MAX}}}{\text{angolo}_{\text{beccheggio}, \text{MAX}}} \cdot \text{angolo}_{\text{beccheggio}}$$

dove $\text{estensione}_{\text{MAX}} = 4 \text{ m}$ e $\text{angolo}_{\text{beccheggio}, \text{MAX}} = 60^\circ$. La differenza tra l'estensione imposta e l'estensione effettiva viene quindi moltiplicata per un coefficiente che permette di ottenere la velocità di estensione, che passa attraverso un blocco saturatore per mantenerla entro i limiti dell'attuatore.

Come si è già visto nel caso in cui il controllo di stabilità non sia attivo perché il sollevatore si muove all'interno della zona di sicurezza, sulla leva non è presente nessuna forza. L'operatore inizia a però a percepire una reazione sul joystick nel caso in cui cerchi di portare l'estensione del braccio oltre l'*estensione di attrazione*, in questo caso infatti viene attivato il controllo della leva che tramite un'azione proporzionale-derivativa tende a portare la leva ad assumere l'inclinazione corrispondente all'*estensione di attrazione*. Questa azione viene quindi attivata solo per movimenti della leva che porterebbero l'estensione a superare l'*estensione di attrazione* mentre viene disattivata per comandi che fanno rientrare lo sfilo in

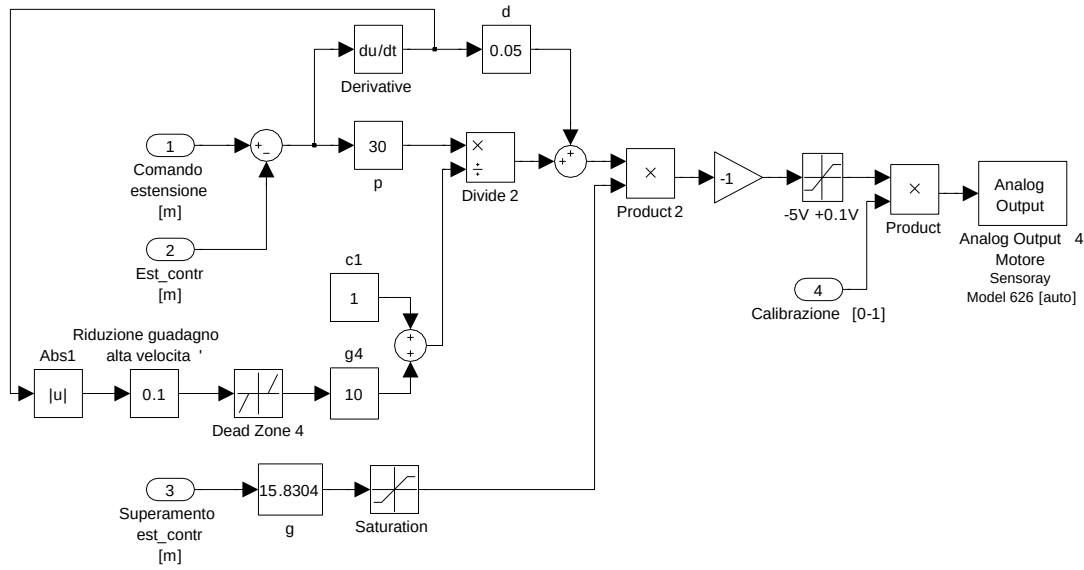


Figura 5.25: Schema di controllo della leva del joystick nello schema di comando tipo “Lans”.

posizione di sicurezza. Data questa asimmetria del controllo è stata introdotta un azione che diminuisce il guadagno proporzionale se la velocità della leva supera un certo valore limite (determinato sperimentalmente). Per evitare fenomeni di instabilità è stato inoltre inserito un blocco saturatore che limita la massima tensione applicabile al motore; il limite di soglia inferiore è fissato a -5 V , mentre il limite superiore a $+0.1\text{ V}$. Questa differenza deriva dal fatto che al raggiungimento dell'*estensione di attrazione* devono essere impediti i movimenti del joystick che portano ad un aumento dell'estensione del braccio, mentre il movimento della leva verso valori di estensione inferiore deve essere permesso liberamente, dato che questi portano il baricentro sempre verso l'interno della zona di sicurezza. Nel caso di movimenti diretti ad aumentare l'estensione, l'entità della forza generata sulla leva (corrispondente ad una tensione negativa perché rivolta a diminuire lo sfilo) dipende inoltre da quanto l'estensione del braccio arriva a superare l'*estensione di attrazione*. Lo schema implementato è mostrato in figura 5.25.

Schema di controllo tipo “Haptic Joy”

Questo sistema consente di sfruttare la corrispondenza di posizione tra master e slave come nello schema “Lans” permettendo però nel contempo di ottenere movimenti dello slave precisi anche in ambienti di lavoro ampi. In questo caso, come si può vedere dallo schema di figura 5.26, l'angolo di inclinazione della leva

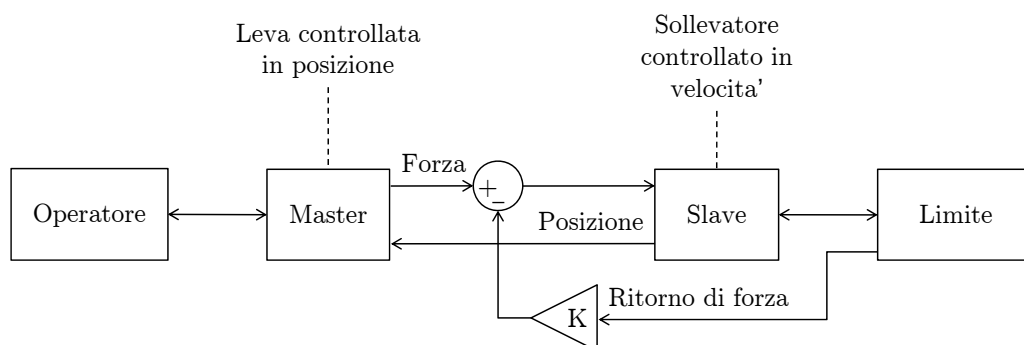


Figura 5.26: Schematizzazione del funzionamento dello schema di controllo “Haptic Joy”.

del joystick è controllato dalla posizione dallo slave, che a sua volta è comandato in velocità dalla forza impressa dall’operatore sulla leva del joystick (supponendo che il ritorno di forza sia nullo, cioè che la movimentazione sia fatta entro i limiti di stabilità). Nel caso in cui il baricentro del sollevatore raggiunga i limiti della zona sicura il ritorno di forza assume un valore non nullo e quindi va a diminuire il comando di forza esercitato dall’operatore, fino ad annullarlo (o a farlo diventare negativo), annullando (o invertendo) quindi anche il comando di velocità dello slave, che a sua volta quindi blocca (o inverte) la rotazione della leva del joystick.

La forza che l’operatore impone sulla leva, interpretata come comando di velocità dallo slave, può essere misurata direttamente tramite degli estensimetri, oppure monitorando la corrente assorbita dal motore per controbilanciare la forza imposta dall’operatore. Poiché però queste misure tendono ad essere affette da disturbi elevati (soprattutto per forze di ridotta entità), è preferibile valutare l’azione dell’operatore come differenza tra l’angolo imposto alla leva dalla posizione dello slave e l’angolo effettivamente imposto dall’utente, moltiplicata per un opportuno coefficiente (se si considera una corrispondenza di tipo lineare).

Lo schema che realizza il controllo di estensione è uguale a quello utilizzato per lo schema tipo “Lans” (riportato in figura 5.24) perché l’operatore comanda sempre il valore assoluto dell’estensione del braccio, in questo caso però cambia il controllo effettuato sulla leva del joystick. Nella modalità “Haptic Joy” infatti l’azione sulla leva è attiva anche quando l’operatore muove il sollevatore entro i limiti di sicurezza, infatti il blocco di saturazione posto a valle dell’ingresso relativo al superamento del limite dell’estensione di attrazione ha un valore di soglia inferiore maggiore di zero, e quindi non va mai ad annullare completamente il controllo, come accadeva invece con lo schema tipo “Lans”. In questo caso quindi,

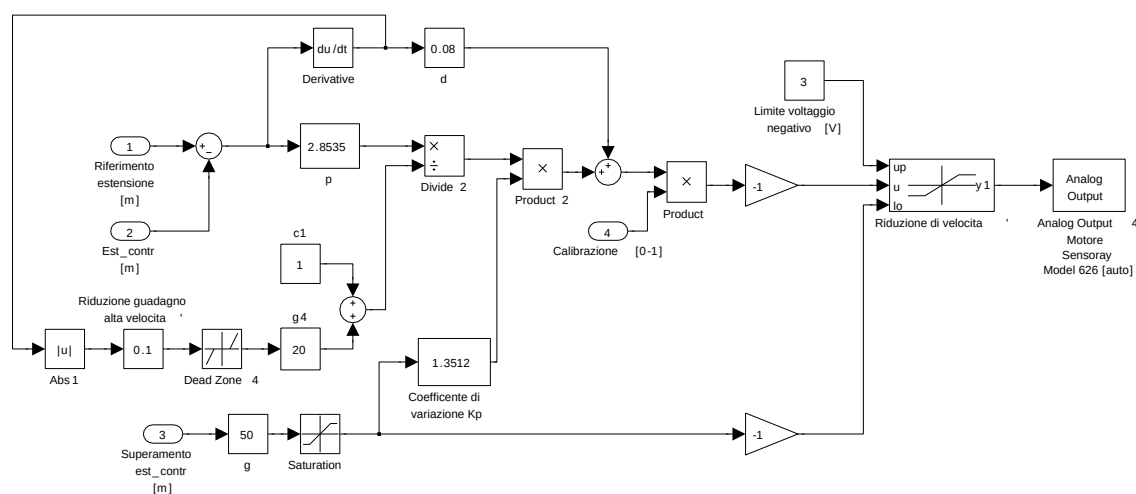


Figura 5.27: Schema di controllo della leva del joystick nello schema di comando tipo “Haptic Joy”.

in condizioni di sicurezza, è sempre attivo il controllo di posizione proporzionale-derivativo sulla leva del joystick, che tende a far coincidere la sua posizione con quella corrispondente all'estensione effettiva del braccio, come prevede lo schema.

L'attivazione del controllo di stabilità comporta un aumento del coefficiente proporzionale del controllo, che aumenta quindi la forza percepita dall'utente; per lo stesso motivo viene aumentata anche la soglia del comando di tensione inviato al motore. Si aumenta solo la soglia negativa perché, come già illustrato per lo schema di controllo tipo “Lans”, in corrispondenza del limite della zona di stabilità sulla leva deve essere applicata una coppia diretta a diminuire lo sfilo, quindi di segno negativo e maggiore di quella derivante dallo schema di funzionamento standard del controllo “Haptic Joy”. I movimenti della leva che corrispondono ad un accorciamento del braccio non devono invece incontrare resistenze (corrispondenti in questo caso a coppie positive) superiori a quelle dovute al normale funzionamento del controllo.

Come per lo schema tipo “Lans” anche in questo caso è stata introdotta un'azione (la cui entità è stata determinata sperimentalmente) che diminuisce il guadagno proporzionale se la velocità della leva supera un certo valore limite allo scopo di limitare i problemi di instabilità del controllo. Lo schema di controllo della leva che si ottiene è mostrato in figura 5.27.

5.6 Invio dati

Come già illustrato nel paragrafo 5.1 la comunicazione tra lo schema di controllo e il computer che si occupa di visualizzare il sollevatore telescopico e raccogliere i dati della prova avviene su rete LAN tramite protocollo UDP, la tabella 5.1 riporta l'elenco dei parametri trasmessi dallo schema di controllo al computer che esegue il simulatore del sollevatore telescopico e che si occupa anche di salvare i dati delle prove.

Lunghezza del cilindro di sollevamento	[m]
Lunghezza del cilindro di estensione	[m]
Contatore ordine pacchetti	[]
Peso del carico portato dalle forche	[Kg]
Tempo	[s]
Corrente assorbita dal motore sull'asse di beccheggio	[A]
Coordinata X_G del baricentro calcolata con la formula semplificata	[m]
Angolo di rollio della leva del joystick (comando sollevamento)	[°]
Angolo di beccheggio della leva del joystick (comando estensione)	[°]
Limite della velocità di discesa del braccio telescopico	$\left[\frac{m}{s}\right]$
Misura del superamento dell' <i>estensione di controllo</i>	[m]
Coordinata X del bordo del poligono di stabilità	[m]
Attivazione del controllo di stabilità	[0 – 1]
Attivazione del feedback sulla leva del joystick	[0 – 1]
Tipologia di schema utilizzato	1 = Haptic Joy
	2 = Lans
	3 = Rate Control
Controllo velocità di estensione	$\left[\frac{m}{s}\right]$
Segnale di reset	[0 – 1]

Tabella 5.1: Elenco dei parametri trasmessi dal programma di controllo del joystick al programma di simulazione del sollevatore telescopico.

Capitolo 6

Test sperimentali

Per poter valutare l'efficacia degli schemi di controllo descritti nel capitolo 5 sono stati definiti due diverse tipologie di test, una che implicava il raggiungimento di alcune posizioni target poste in vicinanza del limite di stabilità della macchina, l'altra impiegava invece degli obiettivi sistemati all'interno della zona di sicurezza. In entrambi i casi si è utilizzato il simulatore del sollevatore telescopico modello WH714 prodotto da Komatsu, le cui caratteristiche sono riportate nell'appendice A.

6.1 Procedura di test

Nel test denominato “test di stabilità” l'operatore ha avuto il compito di posizionare l'end-effector del sollevatore, caricato con una massa di 1000 Kg , in corrispondenza di 3 posizioni target, segnalate da 3 cubi rossi, partendo da quello più in alto. Una volta raggiunta la posizione indicata l'oggetto bersaglio cambiava colore, passando dal rosso al blu. Se l'operatore manteneva la posizione dell'end-effector entro una certa distanza dal bersaglio per un determinato periodo di tempo il bersaglio diventava di colore verde, indicando quindi all'utente il completamento dell'obiettivo e la possibilità di raggiungere il bersaglio successivo. In figura 6.1 è mostrata un'immagine presa durante lo svolgimento di questo test, dove l'operatore ha già raggiunto la posizione 1 e si sta apprestando a completare il raggiungimento del target 2.

In questo test i target 2 e 3 sono stati posti sul limite della zona di intervento del controllo di stabilità dell'asse di estensione, quindi se l'operatore provasse a passare dalla posizione 2 alla posizione 3 mantenendo costante lo sfilo del braccio (in assenza di un controllo di stabilità), ciò causerebbe il ribaltamento del solle-

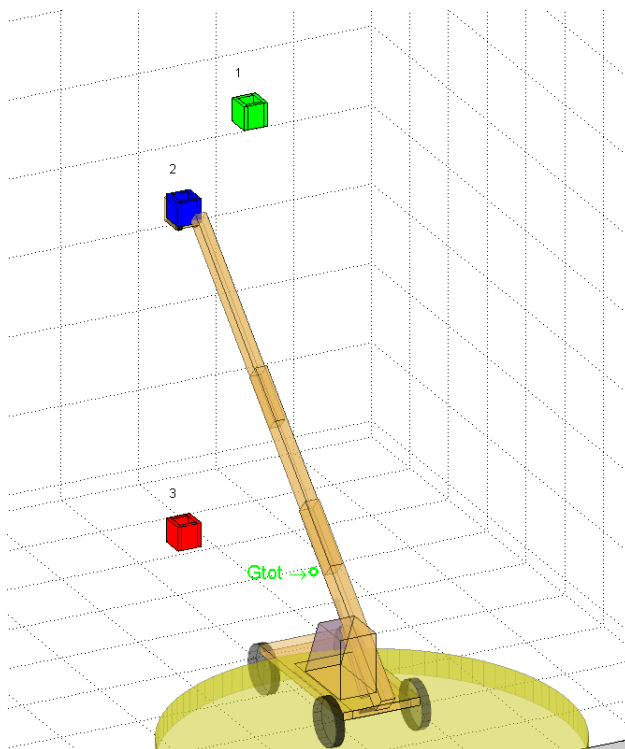


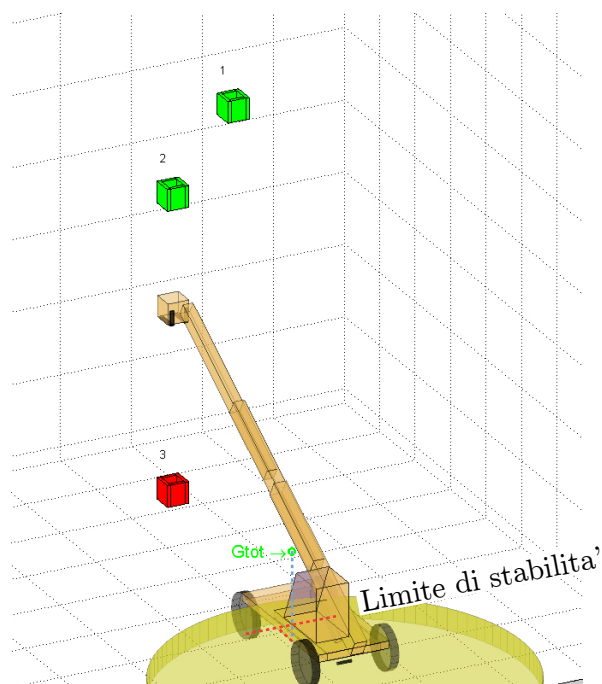
Figura 6.1: Immagine presa durante una fase della prova denominata “test di stabilità”.

vatore in quanto il baricentro arriverebbe a sorpassare il limite di stabilità. La sequenza di figure 6.2a e 6.2b mostra questa situazione.

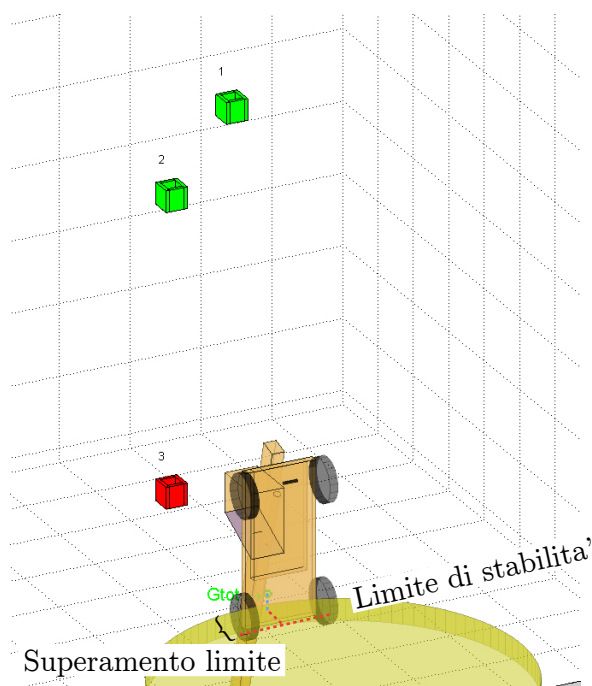
Per l’esecuzione dell’operazione all’utente è stata data la possibilità di sperimentare tutte le varie modalità di utilizzo del joystick descritte nel capitolo 5, con e senza l’ausilio del controllo di stabilità o del feedback sulla leva, come riportato nella tabella 6.1. Nell’eventualità in cui l’operatore abbia causato il ribaltamento del veicolo la prova è stata sospesa e quindi ripetuta. Sono stati comunque registrati i tentativi falliti per l’analisi finale dei dati.

Schema di controllo		Controllo di stabilità	Feedback sulla leva
“Rate Control”	RC	—	—
“Rate Control”	RC +cs	✓	—
“Rate Control”	RC +cs +fb	✓	✓
“Lans”	L	—	—
“Lans”	L +cs +fb	✓	✓
“Haptic Joy”	HJ	—	—
“Haptic Joy”	HJ +cs +fb	✓	✓

Tabella 6.1: Schemi di controllo utilizzati nella modalità “test di stabilità”.



(a) Movimento del carico in prossimità del limite di stabilità della macchina.



(b) Superamento del limite di stabilità con conseguente ribaltamento del sollevatore telescopico

Figura 6.2: Ribaltamento del sollevatore telescopico in un'operazione di trasporto del carico dalla posizione target 2 alla posizione 3.

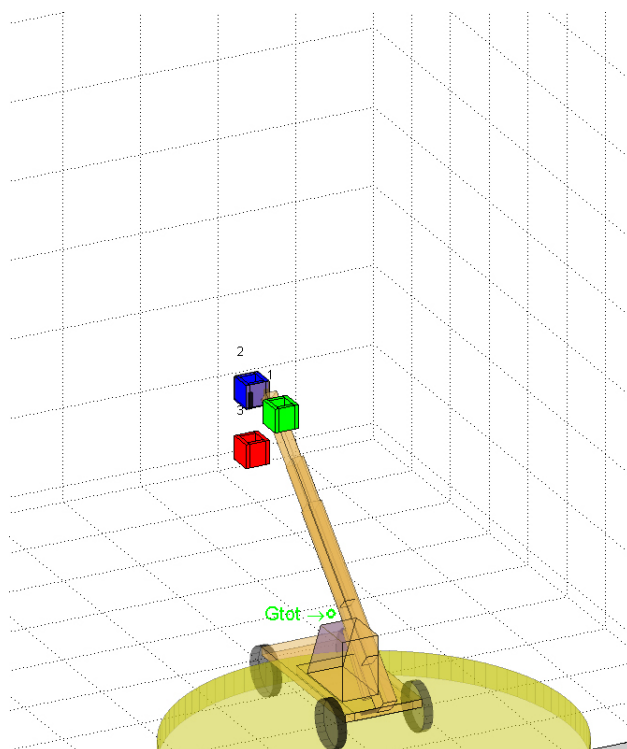


Figura 6.3: Immagine presa durante una fase della prova denominata “test di precisione”.

Nel caso della prova denominata “test di precisione” il compito che l’operatore ha dovuto svolgere è simile a quello descritto per il test precedente, però in questa situazione i target sono posti più distanti dal limite di ribaltamento, quindi l’operatore ha potuto concentrarsi di più sull’obiettivo di raggiungere i target nel minor tempo possibile, senza valutare le problematiche legate alla stabilità. In figura 6.3 è mostrata una fase di questo test. Poiché in questa tipologia di test il compito implicava movimenti distanti dai bordi del poligono di stabilità, negli schemi utilizzati (“Rate Control”, “Lans” e “Haptic Joy”) sono stati disabilitati i controlli di stabilità e il relativo feedback sulla leva.

Per la raccolta dei dati, allo scopo di limitare le influenze dovute al fatto che l’operatore aumenta la confidenza con il sistema con l’esperienza, si è fatto in modo di eseguire i vari test con un ordine casuale. Per velocizzare il setup del sistema nel passaggio da una metodologia di test all’altra è stata realizzata l’interfaccia grafica mostrata in figura 6.4. Da questa schermata è possibile avviare il test scelto (1), resettare i parametri della finestra (2), impostare l’indirizzo IP del computer su cui viene eseguito lo schema di controllo del joystick (4), impostare i dati relativi all’operatore che sta eseguendo il test e visualizzare lo schema di controllo impiegato (7), visualizzare al termine della prova il tempo impiegato per

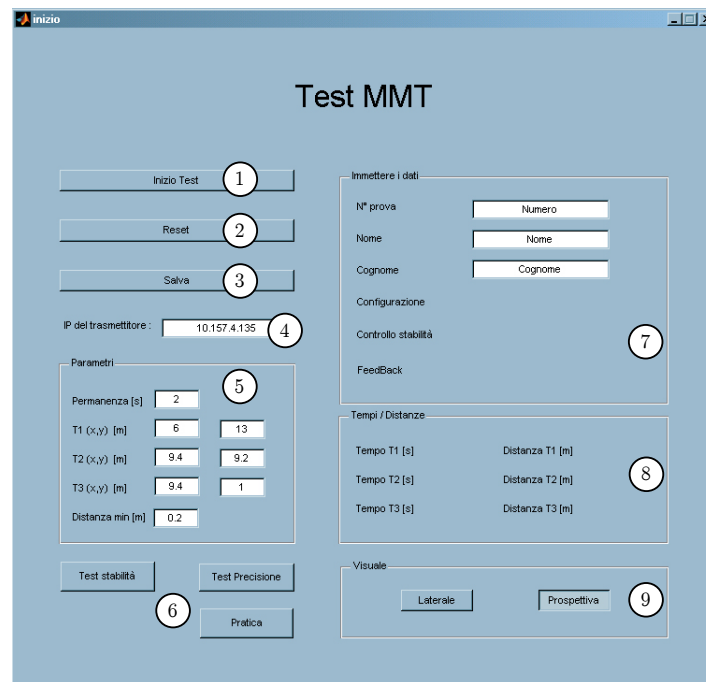


Figura 6.4: Interfaccia di setup dei test.

raggiungere i vari target e la distanza minima di avvicinamento (8) e impostare la modalità di visualizzazione del sollevatore telescopico e dell'ambiente di lavoro (9). L'impostazione della posizione di target, del tempo di permanenza e della distanza massima dall'obiettivo (5) può avvenire sia manualmente, sia utilizzando una serie di pulsanti (6) che consentono di riempire in modo automatico questi campi con dei valori predeterminati.

Tramite un apposito pulsante (3) è inoltre possibile salvare i dati acquisiti durante la prova in un file .mat, che contiene le informazioni dell'operatore, il tipo di controllo utilizzato e tutti i dati che vengono inviati dallo schema di controllo del joystick e che sono riportati nella tabella 5.1.

6.2 Elaborazione dei dati

I test che sono stati eseguiti hanno avuto come scopo principale quello di comparare le performance dei vari schemi di controllo adottati per comandare il sollevatore, piuttosto che verificare l'efficacia del controllo di stabilità della macchina. Infatti il controllo di stabilità svolge la sua funzione soprattutto nei casi in cui l'operatore volesse portare un carico in posizioni che si trovano oltre il limite di sicurezza, situazione che non è stata considerata in questi test dato che tutte le posizioni indicate erano raggiungibili, anche se alcune si trovavano ai limiti della

zona di intervento del controllo e quindi potevano portare la macchina al ribaltamento se l'operatore non avesse prestato attenzione durante il movimento dalla posizione 2 alla posizione 3 di figura 6.1.

Per valutare l'efficacia dei vari metodi di comando del sollevatore è stato considerato come parametro caratteristico, almeno in queste prime analisi, il tempo impiegato dall'operatore per completare il raggiungimento di tutti i 3 i target.

Il calcolo del tempo è stato fatto considerando come istante di partenza il momento in cui l'operatore ha eseguito un movimento dell'attuatore di sollevamento o di estensione superiore all'1 % della corsa totale disponibile. La tabella 6.2 riporta i tempi di completamento del task riferiti alle prove di "stabilità", mentre nella tabella 6.3 sono riportati i valori per i test di "precisione".

Se si riportano i valori medi dei tempi in un istogramma, indicando anche le relative deviazioni standard, si ottengono gli istogrammi riportati in figura 6.5.

Operatore	RC	RC +cs	RC +cs +fb	L	L +cs +fb	HJ	HJ +cs+ fb
1	53.8	48.05	72.15	61.75	56.2	54.25	79.05
2	60.25	71.9	46.6	69.6	71.95	58.9	50.2
3	123.9	56.2	78.65	92.15	97.1	50.9	49.85
4	63.65	46.35	46.75	63.2	68.3	54.25	56.55
5	66.35	50.45	78.65	69.4	89.65	73.4	58.6
6	96.6	77.8	76.05	83.85	123.25	109.85	106.4
7	41.9	44.65	41.55	48.5	103	50.35	49.85
8	46.85	47.85	49.45	77.5	56.75	43.05	44.6
9	57.35	65.95	82.2	61.5	67.85	55.6	54.15
10	50.5	79.2	53	52.95	82.9	54.35	45.05

Tabella 6.2: Raccolta dei tempi (espressi in secondi [s]) impiegati dai vari operatori per completare l'esecuzione del task assegnato nel caso del test di "stabilità" (RC = schema tipo "Rate Control", L = schema tipo "Lans", HJ = schema tipo "Haptic Joy", +cs = con controllo di stabilità, +fb = con feedback sulla leva).

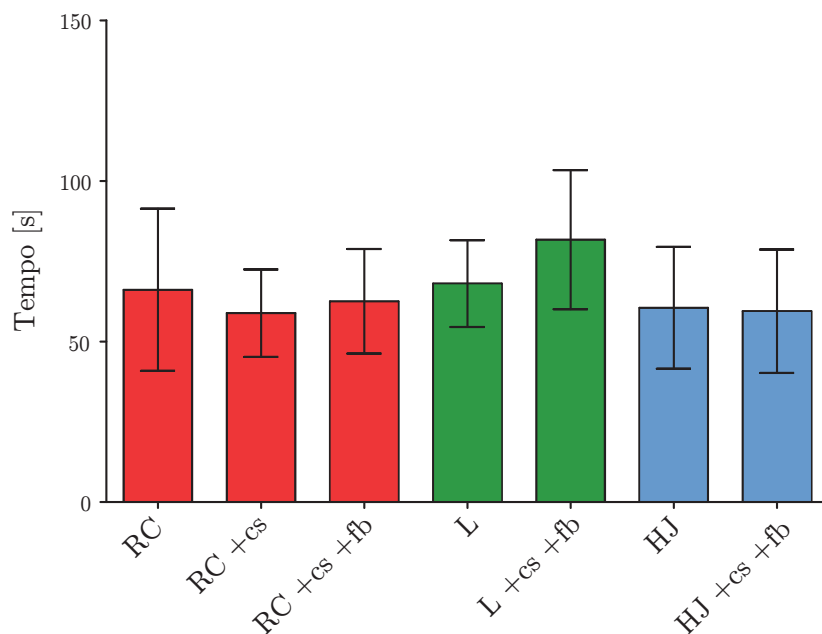
Operatore	Rate Control	Lans	Haptic Joy
1	35.3	37.4	37.2
(2)	76.45	50.6	31.9
(3)	40.2	30.85	70.4
4	26.8	30.85	45.05
5	35.9	44.05	43.1
6	31.7	69.1	39.85
7	28.5	28.5	32.35
8	25.3	44.1	26
9	30.8	47.35	31.4
10	40.2	70	50

Tabella 6.3: Raccolta dei tempi (espressi in secondi [s]) impiegati dai vari operatori per completare l'esecuzione del task assegnato nel caso del test di "precisione".

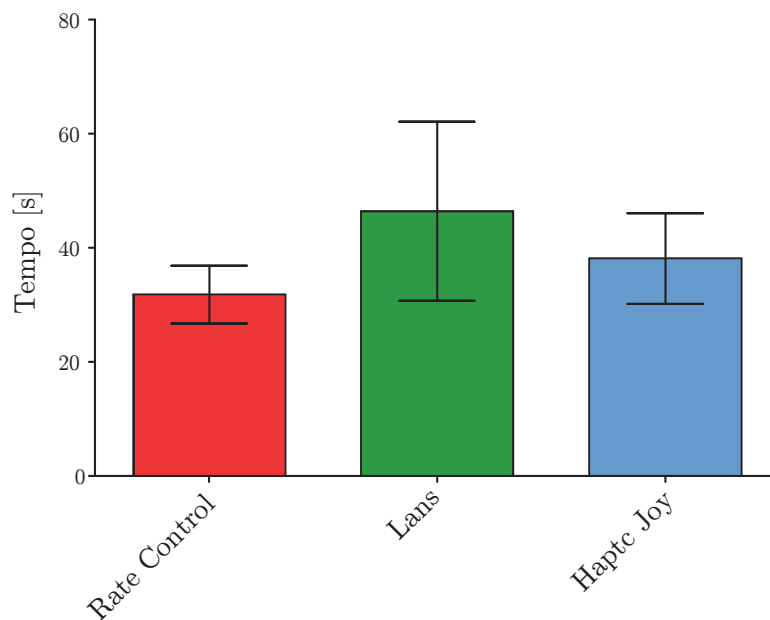
Da questi diagrammi si può notare che i valori medi dei tempi sono abbastanza simili (anche se allo schema di controllo tipo "Lans" sembrano essere associati tempi maggiori), in considerazione anche della considerevole deviazione standard che indica una rilevante dispersione di valori raccolti. Per poter quindi confrontare le serie di dati ottenuti, suddivise tra i test di "stabilità" e quelli di "precisione", si è fatto ricorso al test statistico denominato Wilcoxon Matched-Pairs Test. Questo tipo di test statistico è di tipo non parametrico (cioè non si basa su ipotesi stabilite a priori riguardanti le caratteristiche della popolazione di dati) e permette di confrontare due gruppi associati di dati. La procedura di test si basa sul calcolo delle differenze tra le coppie associate di dati e sulla successiva analisi di queste differenze. Il valore di P-value che viene fornito dal test permette di stabilire se effettivamente i due gruppi di dati appartengono a distribuzioni diverse e quindi effettivamente esiste una differenza tra le due strategie di controllo considerate¹.

Considerando i test di stabilità, si può notare come alcuni dati si discostino molto dall'andamento ottenuto con gli altri operatori; eseguendo una regressione lineare dei tempi calcolati si possono infatti ricavare i grafici riportati nelle

¹In questa analisi l'ipotesi nulla H_0 è che le due strategie di controllo siano equivalenti, mentre l'ipotesi alternativa H_1 è che le due strategie di controllo non siano equivalenti. Il valore di P-value fornito dal test statistico rappresenta la probabilità ottenuta dall'analisi dei dati che si ha di commettere un errore del primo tipo, cioè accettare l'ipotesi alternativa H_1 , quando in realtà è vera l'ipotesi nulla H_0 . Come valore di soglia α che si accetta di commettere un errore del primo tipo si è considerato il 5%, quindi per ritenere valida l'ipotesi alternativa si deve avere $P - value < 0.05$.



(a) RC = schema tipo “Rate Control”, L = schema tipo “Lans”, HJ = schema tipo “Haptic Joy”, +cs = con controllo di stabilità, +fb = con feedback sulla leva.



(b)

Figura 6.5: Rappresentazione tramite grafici a barre del tempo medio e della relativa deviazione standard dei tempi impiegati dai vari operatori per completare il task assegnato. La figura 6.5a mostra i dati relativi al test di “stabilità”, mentre la figura 6.5b quelli relativi al test di “precisione”.

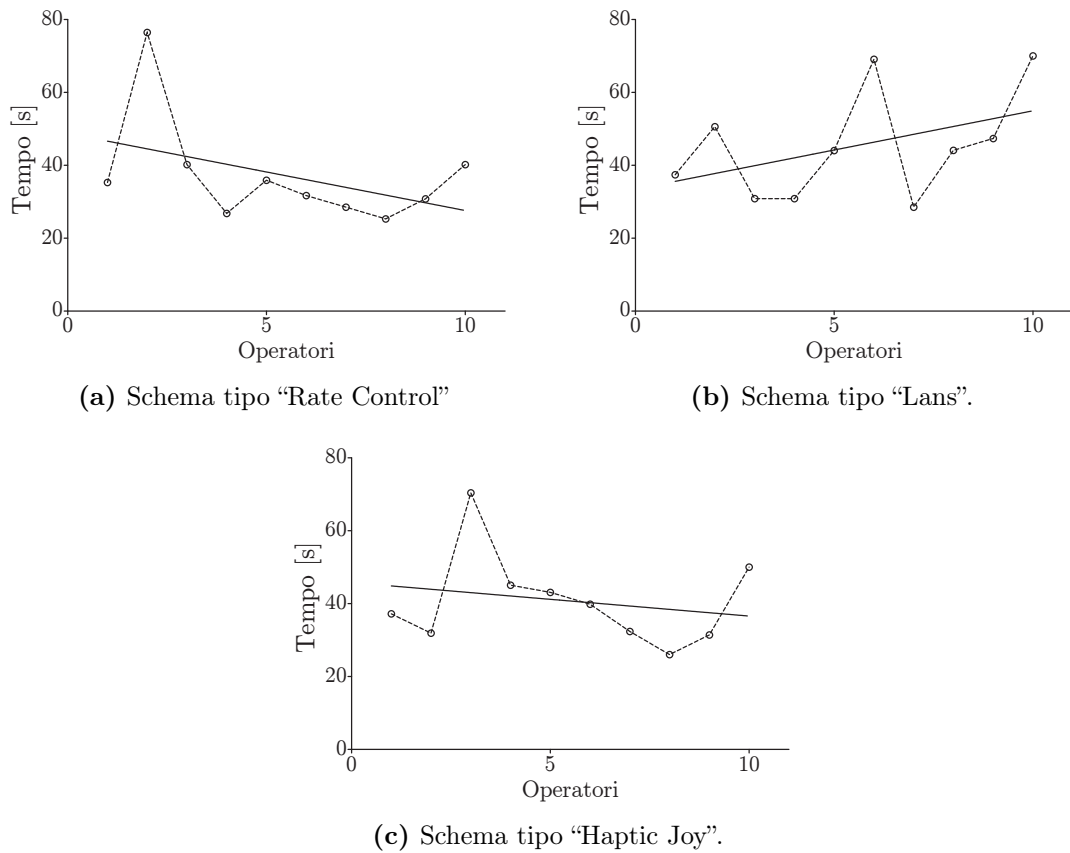


Figura 6.6: Regressioni lineari dei dati raccolti durante la prova di "precisione".

figure 6.6a, 6.6b e 6.6c. Come si può notare nei grafici 6.6a e 6.6c i tempi riferiti rispettivamente all'operatore 2 e 3 si discostano evidentemente da quelli ottenuti per gli altri operatori, probabilmente a causa di una scarsa confidenza con il controllo adottato o per qualche altro problema insorto durante la prova. Data quindi la notevole difformità si è deciso di escludere questi due operatori dall'analisi statistica effettuata su questo set di dati..

Poiché il test statistico Wilcoxon Matched-Pairs Test opera su coppie di serie di dati, è necessario scegliere quali tipologie di schemi di controllo confrontare tra di loro. Considerando i test di "precisione" si possono quindi ad esempio verificare la sussistenza di differenze tra le tipologie di schemi riportate nella tabella 6.4.

Da questi dati si può vedere come ci sia effettivamente differenza significativa tra le diverse modalità di controllo, in particolare il controllo tipo "Rate Control" permette di ottenere tempi di esecuzione del task inferiori sia rispetto alla modalità "Haptic Joy" sia rispetto alla modalità "Lans", osservando i valori medi si può però vedere come il guadagno di tempo rispetto allo schema tipo "Lans" sia molto superiore.

	Haptic Joy	Haptic Joy	Lans
	vs	vs	vs
	Rate Control	Lans	Rate Control
P-value	0.0078	0.1484	0.0156
C'è differenza significativa tra le due serie? (P-value < 0.05)	Si	No	Si
Differenza tra valori medi [s]	6.31	-8.3	14.61

Tabella 6.4: Risultati del test statistico denominato Wilcoxon Matched-Pairs Test per le prove di “precisione”.

Per quanto riguarda invece il confronto tra gli schemi “Haptic Joy” e “Lans”, dato l’elevato valore del parametro P-value, non è possibile trarre una conclusione attendibile.

Nell’analisi delle prove di stabilità sono stati effettuati un numero limitato di test rispetto a quelli teoricamente possibili. I risultati che sono stati ottenuti sono riportati nella tabella 6.5. In questo caso i confronti effettuati tra gli schemi senza l’attivazione del controllo di stabilità non danno risultati significativi, mentre il confronto con il controllo di stabilità e il feedback sulla leva permette di dire che sia lo schema tipo “Rate Control” che quello tipo “Haptic Joy” prevalgono sullo schema tipo “Lans”, mentre tra questi due schemi non è possibile stabilire quale consente di ottenere i tempi di esecuzione dei task minori. Considerando inoltre la differenza tra i valori medi delle coppie di schemi si può notare che la riduzione di tempo con gli schemi tipo “Rate Control” o “Haptic Joy” rispetto allo schema tipo “Lans” è praticamente uguale. Ciò significa quindi che lo schema tipo “Haptic Joy” consente di ottenere (almeno nel caso dei test effettuati) prestazioni simili a quelle realizzate con il sistema di comando tipico dei sollevatori telescopici, cioè il “Rate Control”, fornendo però in più la corrispondenza tra la posizione della leva del master e la posizione del braccio dello slave. La stessa corrispondenza la si ottiene con lo schema tipo “Lans”, a scapito però di tempi di esecuzione molto superiori. Rimane però da verificare se questa caratteristica può essere efficacemente utilizzata dagli operatori nell’ambiente di lavoro reale.

	RC	L	RC	RC +cs +fb	RC +cs +fb	L +cs +fb
	vs	vs	vs	vs	vs	vs
	L	HJ	HJ	L +cs +fb	HJ +cs +fb	HJ +cs +fb
P-value	0.2158	0.1934	1	0.0371	0.8457	0.0273
C'è differenza significativa tra le due serie? (P-value < 0.05)	No	No	No	Si	No	Si
Differenza tra valori medi [s]	-1.93	7.56	5.63	-19.19	3.08	22.27

Tabella 6.5: Risultati del test statistico denominato Wilcoxon Matched-Pairs Test per le prove di “stabilità” (RC = schema tipo “Rate Control”, L = schema tipo “Lans”, HJ = schema tipo “Haptic Joy”, +cs = con controllo di stabilità, +fb = con feedback sulla leva).

In figura 6.7 sono riportate, come esempio, le traiettorie seguite dall’operatore 1 nel corso del test, per tre tipologie diverse di schema di controllo. In tutti i 3 casi si può vedere come nel passare dalla posizione T2 alla posizione T3 l’operatore abbia preferito far rientrare lo sfilo molto più di quanto sarebbe servito per eseguire il movimento nel più breve tempo possibile, che avrebbe infatti implicato un movimento dell’end-effector lungo la linea verticale che collega i due target. Questo comportamento è dovuto principalmente a due fattori: da un lato il fatto che, come già accennato nel paragrafo 3.2, è più semplice agire prima sull’attuatore di sollevamento per dirigere il braccio nella direzione del bersaglio e poi agire sul comando di estensione per completare la manovra, d’altra parte questo tipo di manovra è più sicura perché durante lo spostamento delle forche verso il basso il baricentro della macchina viene mantenuto distante dal limite di ribaltamento. Sfruttando gli schemi di controllo che sono stati sviluppati l’operatore avrebbe potuto passare dalla posizione T2 alla posizione T3 agendo solo sull’attuatore di sollevamento in quanto la lunghezza dell’estensione del braccio sarebbe stata regolata automaticamente dallo schema di controllo per mantenere la macchina in sicurezza, riducendo quindi il tempo di esecuzione del task assegnato. Questo comportamento non è però visibile nei test che sono stati effettuati perché ai vari operatori non è stata data la possibilità di abituarsi fino in fondo alla presenza del controllo di stabilità, quindi anche nelle prove in cui questo era attivo essi

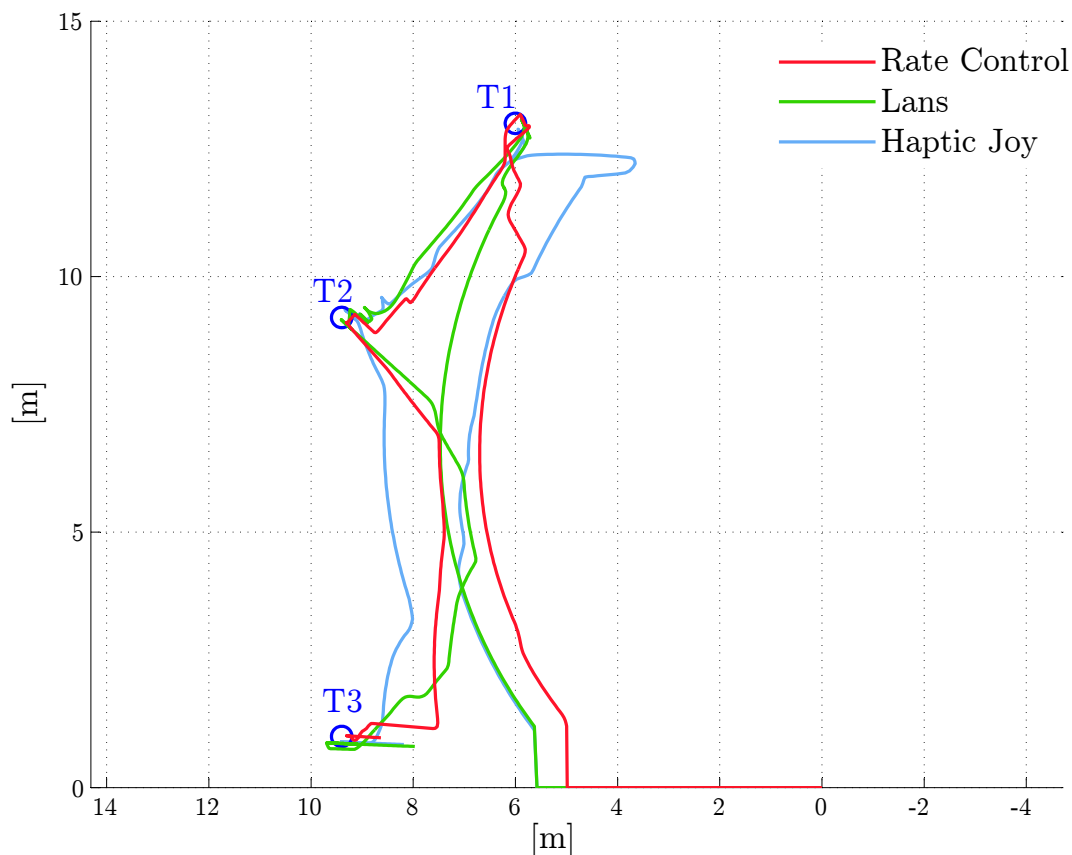


Figura 6.7: Traiettorie seguite dall’end-effector del sollevatore telescopico durante la prova di stabilità eseguita dall’operatore 1. La linea di colore rosso indica l’utilizzo dello schema tipo “Rate Control”, la linea verde lo schema tipo “Lans” e la linea azzurra lo schema tipo “Haptic Joy”, in tutti i casi era disattivato sia il controllo di stabilità che il feedback sulla leva..

hanno seguito traiettorie simili a quelle di figura 6.7. Per poter valutare quindi il guadagno di tempo che si può ottenere sfruttando il controllo di stabilità automatico dovranno essere fatti altri test che prevedano l’impiego di operatori maggiormente addestrati.

Durante l’esecuzione delle prove di stabilità si sono avuti alcuni casi di ribaltamento della macchina, riportati nella tabella 6.6. Come si può vedere tutti i casi di ribaltamento si sono verificati quando il controllo di stabilità era disattivato e inoltre quasi la totalità è avvenuta con lo schema di controllo tipo “Lans”, che, come visto dalle analisi statistiche precedenti, è anche quello che si è dimostrato meno performante.

Operatore	RC	RC +cs	RC +cs +fb	L	L +cs +fb	HJ	HJ +cs+ fb
1	—	—	—	—	—	—	—
2	—	—	—	1	—	—	—
3	—	—	—	—	—	1	—
4	—	—	—	—	—	—	—
5	—	—	—	1	—	—	—
6	—	—	—	—	—	—	—
7	—	—	—	—	—	—	—
8	—	—	—	—	—	—	—
9	—	—	—	2	—	—	—
10	—	—	—	—	—	—	—

Tabella 6.6: Indicazione dei casi di ribaltamento avvenuti nel corso del test di “stabilità” (RC = schema tipo “Rate Control”, L = schema tipo “Lans”, HJ = schema tipo “Haptic Joy”, +cs = con controllo di stabilità, +fb = con feedback sulla leva).

Al termine dei test sono stati inoltre raccolti i pareri degli operatori riguardo all'utilizzo dei vari schemi. Dall'analisi di quanto scritto si è rilevato che, come evidenziato dai test statistici, lo schema “Rate Control” è quello più apprezzato per via della sua maggiore intuitività e analogia con i sistemi già esistenti, anche il controllo tipo “Haptic Joy” ha ricevuto buone valutazioni, anche se si è rilevato più difficoltoso da utilizzare perché necessita di un periodo di apprendimento maggiore rispetto al “Rate Control”. Per quanto riguarda invece il controllo tipo “Lans” sono stati forniti tutti pareri negativi a causa della difficoltà di ottenere un movimento regolare, dovuto al fatto che la leva si muove senza nessun feedback se il sollevatore si mantiene all'interno dei limiti di sicurezza (o il controllo di stabilità è disattivato).

Conclusioni e sviluppi futuri

Il lavoro qui presentato ha portato alla realizzazione un joystick aptico a 2 gradi di libertà adatto a comandare un sollevatore telescopico frontale. L'interazione tra i due sistemi è ottenuta tramite degli schemi di comando che implementano anche il controllo della stabilità della macchina, limitando i movimenti della stessa affinché il sistema sia mantenuto sempre all'interno dei margini di sicurezza e restituendo nel contempo all'operatore dei feedback di forza e posizione per segnalargli la prossimità dei limiti di ribaltamento (con il conseguente intervento del controllo di stabilità). Sono stati inoltre sviluppati tre diverse metodologie di controllo del sollevatore tramite il joystick, che sono state inoltre utilizzando un simulatore. I test hanno mostrato l'efficacia del sistema di controllo di stabilità che è stato sviluppato e inoltre hanno permesso di individuare quali tra gli schemi di controllo sviluppati consente di ottenere dei tempi di movimentazione del carico inferiori e una maggiore facilità di apprendimento dell'utilizzo. Dall'analisi dei dati si è infatti visto che la metodologia di controllo attualmente impiegata nei sistemi reali (lo schema tipo "Rate Control") consente di ottenere le prestazioni migliori in quanto è la più intuitiva da utilizzare. Tempi leggermente superiori si ottengono invece con un diverso schema di controllo (denominato "Haptic Joy") che però consente di far percepire all'operatore in ogni istante la posizione del braccio telescopico, in quanto con questo metodo l'angolo di inclinazione della leva di comando risulta essere proporzionale allo sfilo del braccio. Questa modalità è stata apprezzata da una parte dei soggetti utilizzati nel test, ma tutti hanno rilevato la necessità di ulteriore pratica per padroneggiare meglio questa tecnica di comando.

Nei futuri test dovranno essere messi meglio a confronto i due schemi di controllo che hanno fornito i migliori risultati, impiegando però nei test dei soggetti che abbiano avuto più tempo per padroneggiare le metodologie di controllo, al fine di valutare meglio le performance a prescindere dal tempo richiesto per impararne l'utilizzo. Degli operatori esperti potrebbero inoltre sfruttare meglio la presenza del controllo di stabilità allo scopo di eseguire le movimentazioni del

carico in modo più veloce sfruttando il controllo per la gestione della stabilità del sistema, ricevendo però nel contempo delle retroazioni di forza proporzionali all'azione del controllo stesso.

Nei prossimi sviluppi del sistema potranno inoltre essere sfruttati meglio gli attuatori di tipo passivo che possono essere collegati all'asse di beccheggio, sviluppando quindi nuovi schemi di controllo della stabilità che traggano vantaggio dalla presenza di un attuatore anche su questo asse del joystick. In questo modo potranno essere quindi anche utilizzati i sistemi di controllo che sono stati presentati in questo lavoro, ma che devono ancora essere testati.

Poiché i controlli di stabilità che sono stati presentati in questo lavoro sono limitati al solo caso statico, i prossimi lavori avranno inoltre il compito di estendere l'utilizzo anche al caso dinamico, in modo da consentire di definire dei sistemi più adatti ad essere effettivamente applicati alle macchine reali.

Appendice A

Caratteristiche del sollevatore telescopico

Il sollevatore telescopico utilizzato nei test è il modello WH714 prodotto da Komatsu. Questa macchina è un sollevatore telescopico di tipo frontale (non ha quindi la torretta girevole), ha una capacità di sollevamento massima di 4500 Kg , con un'altezza massima raggiungibile di $14,1\text{ m}$ a cui corrisponde un carico massimo di 4000 Kg . Il braccio telescopico è costituito da 3 stadi, il secondo è azionato direttamente da un cilindro idraulico mentre l'estensione del terzo stadio è realizzata mediante catene.

Il poligono di stabilità può essere allargato utilizzando due stabilizzatori frontali con inoltre la possibilità di bloccare l'assale posteriore. Per incrementare la sicurezza dell'operatore questo modello è dotato di un dispositivo di controllo della stabilità SLI (già descritto nel paragrafo 1.4.1), che avverte l'operatore del progressivo avvicinarsi del limite di sicurezza tramite un allarme acustico e visivo, mentre il sistema antiribaltamento ASM, che blocca automaticamente i movimenti aggravanti consentendo solo il rientro degli sfilii del braccio in prossimità del limite di stabilità, è opzionale.

La tabella A.1 riporta le caratteristiche principali del sollevatore, mentre le figure A.1a e A.1b mostrano i diagrammi di stabilità della macchina.

Velocità massima cilindro di sollevamento $\left[\frac{m}{s}\right]$	0.08
Corsa cilindro di sollevamento $[m]$	$0 \rightarrow 1.35$
Tempo per sollevamento completo $[s]$	17
Velocità massima cilindro di estensione $\left[\frac{m}{s}\right]$	0.234
Corsa cilindro di estensione $[m]$	$0 \rightarrow 4$
Tempo per estensione completa $[s]$	17
Limite di stabilità senza stabilizzatori $[m]$	3.35
Spostamento del limite di stabilità con gli stabilizzatori $[m]$	1.06
Massa del sollevatore telescopico $[Kg]$	11198
Raggio delle ruote $[m]$	0.609
Velocità massima $\left[\frac{km}{h}\right]$	38
Raggio di sterzata in modalità "4 ruote sterzanti" $[m]$	3.720
Pompa impianto idraulico	a pistoncini assiali con cilindrata variabile
Pressione massima impianto idraulico $[bar]$	260
Portata massima impianto idraulico $\left[\frac{l}{min}\right]$	142

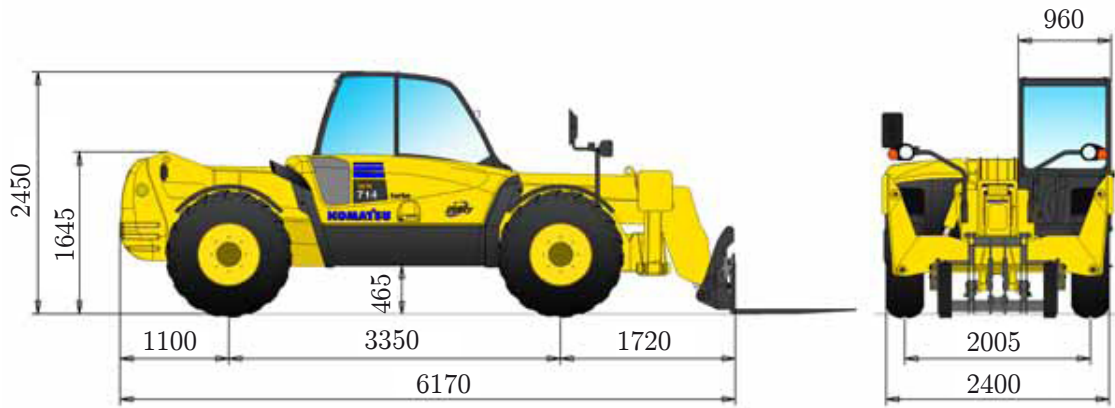
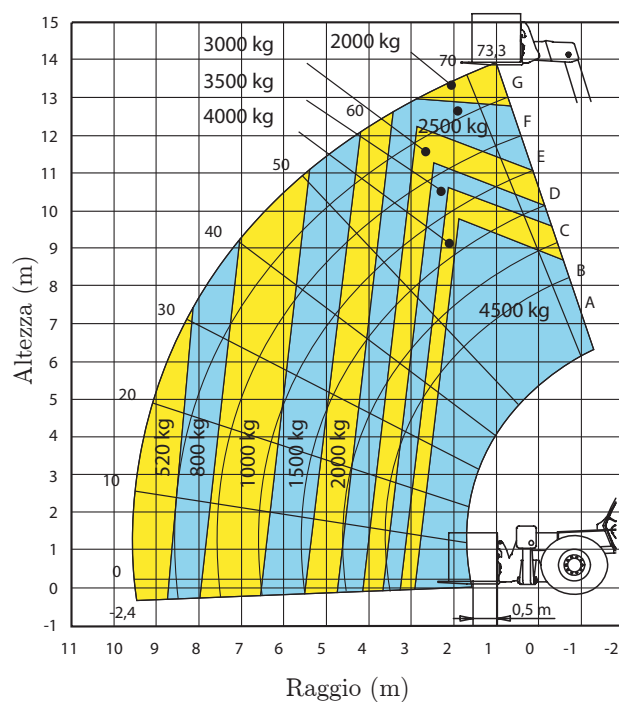
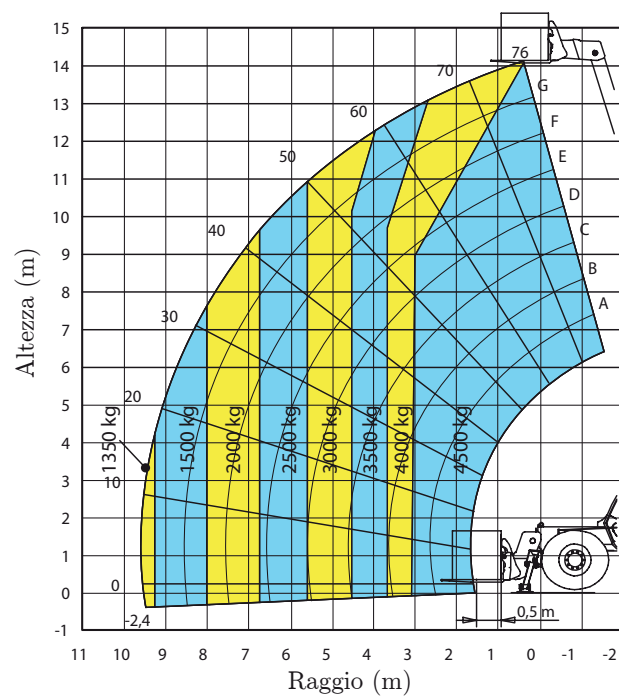


Tabella A.1: Principali caratteristiche del sollevatore telescopico WH714 (in mancanza di valori specifici forniti dal produttore per quanto riguarda le velocità massime degli attuatori di sollevamento e di estensione sono stati considerati dei valori medi calcolati in base ai dati forniti da altri produttori per macchine simili.).



(a) Su pneumatici.

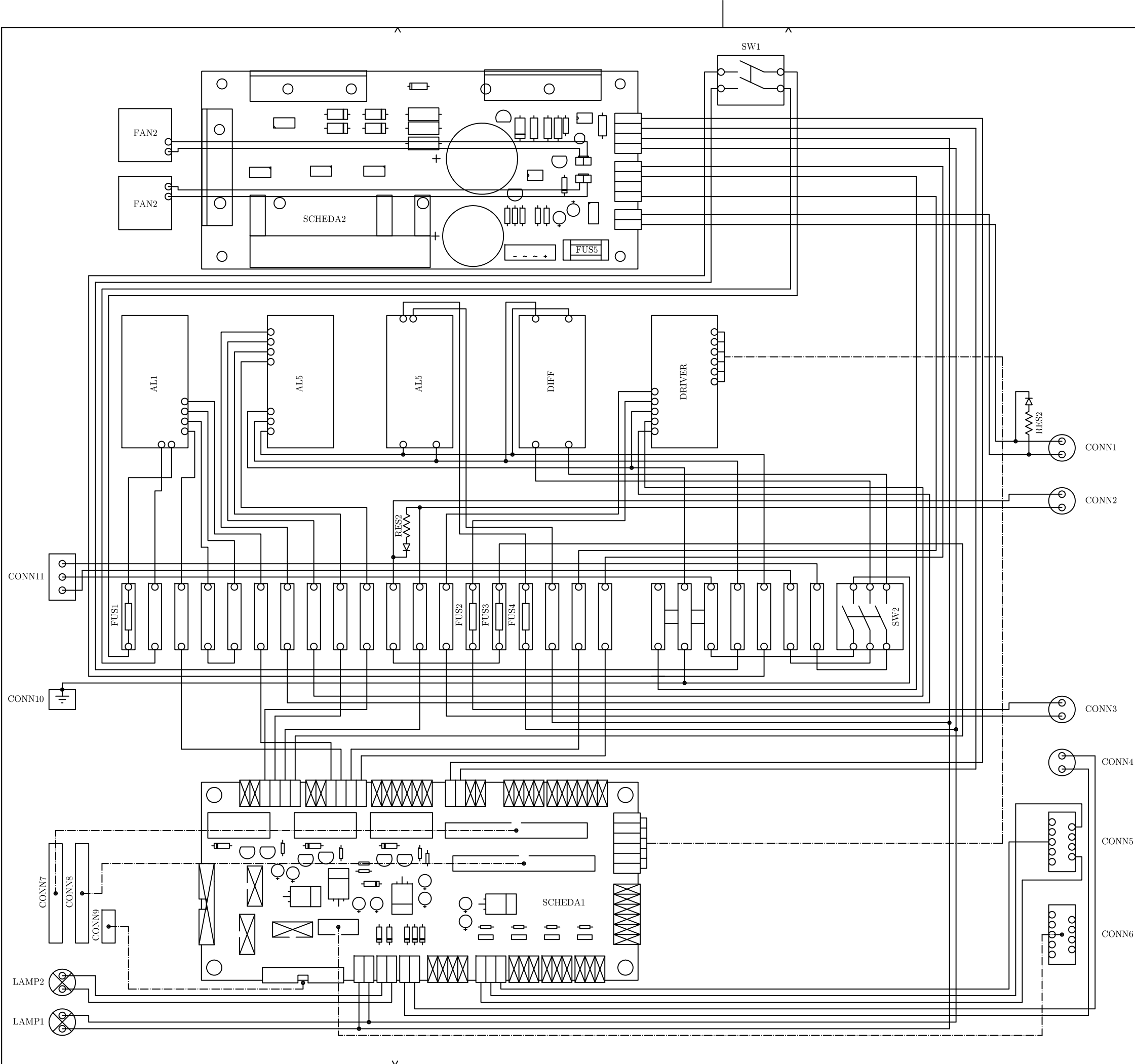


(b) Su stabilizzatori con bloccaggio dell'assale posteriore.

Figura A.1: Diagrammi di carico del sollevatore telescopico WH714 .

Appendice B

Schema del quadro elettrico



LEGENDA DEI COMPONENTI	
CONN1	: collegamento freno elettromagnetico con scheda di comando
CONN2	: collegamento freno elettromagnetico con alimentazione standard
CONN3	: collegamento motore DC
CONN4	: collegamento pulsante di emergenza esterno
CONN5	: collegamento potenziometro
CONN6	: collegamento encoder
CONN7	: collegamento porte digitali
CONN8	: collegamento porte analogiche
CONN9	: collegamento porte encoder
CONN10	: collegamento GND armadio
CONN11	: collegamento rete 220VAC
SW1	: interruttore accensione scheda comando freno
SW2	: interruttore accensione quadro
LAMP1	: lampada segnalazione accensione quadro
LAMP2	: lampada segnalazione emergenza
ALIM1	: trasformatore 220VAC/105VAC
ALIM2	: alimentatore 220VAC/24VDC
ALIM3	: alimentatore 220VAC/12VDC
DIFF	: interruttore differenziale di protezione
DRIVER	: driver del motore DC
SCHEDA1	: scheda di connessione con Sensoray 626
SCHEDA2	: scheda di comando del freno elettromagnetico
FAN1,FAN2	: ventole raffreddamento scheda di comando del freno elettromagnetico
FUS1	: fusibile scheda di comando del freno elettromagnetico (T 4A)
FUS2	: fusibile motore DC (F 8A)
FUS3	: fusibile freno elettromagnetico alimentazione standard (T 315mA)
FUS4	: fusibile linea 12VDC (T 1A)
FUS5	: fusibile freno elettromagnetico alimentazione con scheda di comando (T 3A)
RES1	: resistore protezione sovratensioni freno elettromagnetico (1k ohm)
RES2	: resistore protezione sovratensioni freno elettromagnetico con scheda di comando (100 ohm)

Bibliografia

- [1] A. Biondi, “Stabilizzazione attiva di macchine per il sollevamento,” Ph.D. dissertation, Tesi di dottorato in Ingegneria Industriale, Università degli Studi di Padova, 2009.
- [2] A. Biondi, “Stabilità statica e dinamica di sollevatore telescopico,” Master’s thesis, Tesi di Laurea in Ingegneria Meccanica, Università degli Studi di Padova, A.A. 2004-2005.
- [3] www.liebherr.com.
- [4] www.merlo.it.
- [5] www.komatsu.it.
- [6] www.bobcat.com.
- [7] www.jlg.com.
- [8] www.it.manitou.com.
- [9] D.A. Lawrence, “Stability and transparency in bilateral teleoperation,” *IEEE Transactions on Robotics and Automation*, vol. 9, pp. 624–637, 1993.
- [10] Merlo, *Turbofarmer datasheet*, 2007.
- [11] www.boschrexroth.com.
- [12] Logitech, *Force feedback mechanism for control lever such as joystick has gear system between actuator and user-operated object*. Patent n° DE 101 05 512 A1, 2001.
- [13] www.immersion.com.
- [14] C. Corcoran, D. Cope, A. Wright, and R. J. Thomas, “Direct-drive force-feedback joystick,” *Engineering Matters, Inc. www.engineeringmatters.com*.

- [15] G.C.Burdea, *Force and touch feedback for virtual reality*. New York: John Wiley and Sons, 1996.
- [16] H.Bose and H.J.Berkemeier, "Haptic device working with an electrorheological fluid," *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, vol. 10, pp. 714–717, 1999.
- [17] C.Mavroidis, C.Pfeiffer, J.Celestino, and Y.Bar-Cohen, "Controlled compliance haptic interface using electro-rheological fluids," *Proceedings of SPIE - The International Society for Optical Engineering*, vol. 3987, pp. 300–310, 2000.
- [18] W.H.Li, B.Liu, P.B.Kosasih, and X.Z.Zhang, "A 2-dof mr actuator joystick for virtual reality applications," *Sensors and Actuators*, vol. 137, pp. 308–320, 2007.
- [19] S.Al-Tuwaijri, *Beyond deaths and injuries The ilo's role in promoting safe and healthy job*. Korea: Introductory Report to the XVIII World Congress on Safety and Health at Work, June 2008.
- [20] www.roboticsplatform.eu.com.
- [21] DW.Hainsworth, "Teleoperation user interfaces for mining robotics," (*CSIRO Exploration and Mining*) *Autonomous Robots*, vol. 11, pp. 19–28, 2001.
- [22] A.Kyoungkwan, "Development of force reflecting joystick for hydraulic excavator," *JSME Int. Journal, Series C: Mechanical Systems, Machine Elements and Manufacturing*, vol. 47, pp. 858–863, 2004.
- [23] A.M.Lytle, K.S.Saidi, and R.V.Bostelman, "Adapting a teleoperated device for autonomous control using three-dimensional positioning sensors: Experiences with the nist robocrane," *Automation in Construction*, vol. 13, pp. 101–118, 2004.
- [24] DN.Rochelleau, N.David, and CD.Crane, "Development of a graphical interface for robotic operation in a hazardous environment," *Proceedings of the IEEE Int. Conf. on Systems, Man and Cybernetics*, vol. 2, pp. 1077–1081, 1991.
- [25] S.Singh, "State of the art in automation of earthmoving," *Journal of Aerospace Engineering*, vol. 10, pp. 179–188, 1997.

- [26] P. Vähä and M.J.Skibniewski, "Dynamic model of excavator," *Journal of Aerospace Engineering*, vol. 6, pp. 148–158, 1993.
- [27] P.K.Vähä and M.J.Skibniewski, "Cognitive force control of excavators," *Journal of Aerospace Engineering*, vol. 6, pp. 159–166, 1993.
- [28] A.J.Koivo, "Kinematics of excavators (backhoes) for transferring surface material," *Journal of Aerospace Engineering*, vol. 7, pp. 17–32, 1994.
- [29] A. Koivo, M.Thoma, E.Kocaoglan, and J.Andrade-Cetto, "Modeling and control of excavator dynamics during digging operation," *Journal of Aerospace Engineering*, vol. 9, pp. 10–18, 1996.
- [30] Z.Towarek, "Dynamic of a single-bucket excavator on a deformable soil foundation during the digging of ground," *International Journal of Mechanical Sciences*, vol. 45, pp. 1053–1076, 2003.
- [31] S.Guangfu and M.Kleeberger, "Dynamics responses of hydraulic mobile crane with consideration of the drive system," *Mechanism and Machine Theory*, vol. 38, pp. 1489–1508, 2003.
- [32] S.Guangfu and J.Liu, "Dynamics responses of hydraulic crane during luffing motion," *Mechanism and Machine Theory*, vol. 41, pp. 1273–1288, 2006.
- [33] B.Posiadala, "Influence of crane support system on motion of the lifted load," *Mechanism and Machine Theory*, vol. 32, pp. 9–20, 1997.
- [34] F.Flores, A.Kecskem, and A.Pottker, "Workspace analysis and maximal force calculation of a face-shovel excavator using kinematical transformers," in *Proceedings of the 12th IFToMM World Congress*, Besancon, France, 2007, pp. 375–381.
- [35] S.Frimpong, Y.Hu, and H.Inyang, "Dynamic modeling of hydraulic shovel excavators for geomaterials," *International Journal of Geomechanics*, vol. 8, pp. 20–29, 2008.
- [36] E.Papadopoulos, B.Mu, and R.Frenette, "On modeling, identification and control of a heavy-duty electrohydraulic harvester manipulator," *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, vol. 8, pp. 178–187, 2003.
- [37] R.Abo-Shanab and N.Sepehri, "Tip-over stability of manipulator-like mobile hydraulic machines," *Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Transactions of the ASME*, vol. 127, pp. 295–301, 2005.

- [38] CP.Tan, Y.H.Zweiri, K.Althoefer, and L.D.Seneviratne, "Online soil parameter estimation scheme based on newton-raphson method for autonomous excavation," *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, vol. 10, pp. 221–229, 2005.
- [39] J.Y.Park and P.H.Chang, "Vibration control of a telescopic handler using time delay control and commandless input shaping technique," *Control Engineering Practice*, vol. 12, pp. 769–780, 2004.
- [40] D.H.Ambrose, *Developing random virtual human motions and risky work behaviors for studying anthropotechnical systems*. NIOSH Publication No. 2004-130, Information Circular 9468, March 2004.
- [41] J. R.Hasan, A.Bernard and P.Martin, "Integrating safety into the design process: elements and concepts relative to the working situation," *Safety Science*, vol. 41, pp. 155–179, 2003.
- [42] M.Abderrahim, E.Garcia, R.Diez, and C.Balaguer, "A mechatronics security system for the construction site," *Automation in Construction*, vol. 14, pp. 460–466, 2005.
- [43] Y.Rosenfeld, "Automation of existing cranes: from concept to prototype," *Automation in Construction*, vol. 4, pp. 125–138, 2005.
- [44] Y.Rosenfeld and A.Shapira, "Automation of existing tower cranes: economic and technological feasibility," *Automation in Construction*, vol. 7, pp. 285–298, 1998.
- [45] K.Dongmok, K.Jongwon, L.Kyouhee, P.Cheolgyu, S.Jinsuk, and K.Deuksoo, "Excavator tele-operation system using a human arm," *Automation in Construction*, vol. 18, pp. 173–182, 2009.
- [46] *MASCOT: Technical Description*. Genova, Italy: Consortium telerobot, 1992.
- [47] *Remote control Robotics*. New York: Springer-Verlag, 1999.
- [48] K.-Z. S.Tafazoli, S.E.Salcudean and P.D.Lawrence, "Impedance control of a teleoperated excavator," *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, vol. 10, pp. 355–367, 2002.

- [49] P.-C. R. A.A.Goldenberg, J.Wiercienski and B.Shaver, "A remote manipulator for forestry operation," *IEEE Transactions on Robotics and Automation*, vol. 11, pp. 185–197, 1995.
- [50] P. J.T.Dennerlein and R.D.Howe, "Vibrotactile feedback for industrial telemanipulators," in *Proceedings of the 1997 ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, 1997, pp. 189–195.
- [51] H.Kazerooni, "Human-robot interaction via the transfer of power and information signals," *IEEE Transactions on Systems, Man and Cybernetics*, vol. 20, pp. 450–463, 1990.
- [52] J.E.Colgate and G.Schenkel, "Passivity of a class of sample-data systems: Application to haptic interfaces," *Journal of Robotic Systems*, vol. 14, pp. 37–47, 1994.
- [53] A.Z.Hajian, "A characterization of the mechanical impedance of human hands," Ph.D. dissertation, Ph.D. dissertation, Harvard.
- [54] J.J.Craig, *Introduction to Robotics mechanics and control*. Upper Saddle River: Parson Education, 2005.
- [55] A.Rossi, A.Biondi, S.Cenci, and G.Rosati, "Development of a telescopic handler simplified model," in *Proceedings of AIMETA*, Brescia, Italy, 2007.
- [56] G.Rosati, A.Biondi, G.Boschetti, and A.Rossi, "Real-time estimation of the telescopic handler center of mass," in *Proceedings of the 12th IFToMM World Congress*, Besancon, France, 2007.
- [57] G.Grioli, *Lezioni di meccanica razionale*. Padova: Libreria Cortina, 2000.
- [58] A.Biondi, G.Boschetti, G.Rosati, and A.Rossi, "Real-time estimation of the load charts of the telescopic handler," *Mechanism and Machine Theory*, Under Review, 2009.
- [59] M.Zanoni, "Modellazione dinamica di macchine operatrici," Master's thesis, Tesi di Laurea in Ingegneria Meccanica, Università degli Studi di Padova, A.A. 2006-2007.
- [60] G.Zennaro, "Progettazione di joystick aptico a due gradi di libertà," Master's thesis, Tesi di Laurea in Ingegneria Meccanica, Università degli Studi di Padova, A.A. 2006-2007.

-
- [61] *Hydraulic pilot control units for armrest installation - Type 4TH5, 4TH6, 4TH6N.* www.boschrexroth.com: Rexroth Bosch Group.
- [62] www.idicb.com.
- [63] www.meterspec.it.
- [64] www.bardahl.it.
- [65] M.H.Sarul, G.Yildirmaz, and R.Gulgun, "Measurement of the inductance of a coil with core at different currents by a dc chopper," *Electrical Engineering*, 2000.
- [66] *The application of relay coil suppression with DC relays.* relays.tycoelectronics.com: Tyco electronics.
- [67] E. E. Computers, *Electric control circuits for electromagnetic devices*. Patent n° 3558997, 1968.
- [68] www.linear.com.
- [69] M.M.Williamson, "Series elastic actuators," Ph.D. dissertation, Massachusetts institute of technology, 1995.
- [70] D.W.Robinson, "Design and analysis of series elasticity in closed-loop actuator force control," Ph.D. dissertation, Massachusetts institute of technology, 2000.
- [71] L. Sciavicco and B. Siciliano, *Robotica industriale*. Italia: McGraw Hill, 2003.
- [72] www.igus.it.
- [73] NationalSemiconductor, *LMD18200 3A, 55V H-Bridge*, 2001.
- [74] www.microchip.com.
- [75] www.kerhuel.eu.
- [76] www.matlab.com.
- [77] <http://www.mathworks.com/matlabcentral/fileexchange/345-tcpudpip-toolbox> 2-0-6.
- [78] it.wikipedia.org/wiki/User_Datagram_Protocol.