



UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI FIRENZE

FACOLTÀ DI INGEGNERIA

Dottorato in “Ingegneria industriale e dell’affidabilità”

XXII Ciclo

Titolo

***Sistemi di bordo intelligenti per veicoli terrestri***

*Tesi di dottorato*

**Tutor:**

*Prof. Ing. BENEDETTO ALLOTTA* .....

**Coordinatore del corso di dottorato:**

*Prof. Ing. MARIO TUCCI* .....

**Candidato:**

*Ing. FABIO BARTOLINI* .....

---

## **INDICE**

Introduzione .....	4
Pantografo attivo T2006 .....	6
Introduzione .....	6
1 Pantografi e catenarie .....	8
1.1 Catenaria.....	8
1.2 Pantografi .....	9
1.3 Analisi dell'interazione pantografo catenaria .....	11
2 Prototipo T2006.....	16
2.1 Sistema meccanico .....	18
2.2 Sistema di attuazione pneumatico.....	23
2.3 Sistema oleodinamico di alimentazione e di attuazione .....	24
2.4 Sensori.....	27
2.5 Dispositivi elettronici per la gestione di attuatori e sensori .....	30
2.6 Elaborazione, controllo ed interfaccia software .....	32
3 Sistema di controllo .....	34
3.1 Apparecchiatura di prova .....	34
3.2 Calcolo della massa apparente.....	35
3.3 Modello matematico del T2006.....	38
3.4 T2006 passivo.....	43
3.5 Sistema di controllo .....	45
3.5.1 Anello di pressione.....	46
3.5.2 Anello esterno di forza .....	54
3.5.3 Anello esterno con retroazione dello stato .....	57
3.5.4 Sistema di Supervisione e Controllo .....	66
4 Conclusioni .....	70
Active Vehicle Protection System (AVP) .....	77
Introduzione .....	77
1 Scelta della strategia di controllo .....	80
2 Strumentazione e sensorizzazione .....	83
2.1 LX 14/45 .....	84
2.2 Celle di carico .....	85
2.3 Sensore di altezza della forza .....	86
2.4 Sensore per la misura dell'altezza del carico .....	86
2.5 Inclinometro ed accelerometro .....	88
2.6 Sensore di posizione dello sterzo.....	89
2.7 Distribuzione dell'intelligenza a bordo e interfaccia utente.....	89
3 Sistema di controllo .....	91
3.1 Sollevatore virtuale .....	91
3.2 Algoritmo di controllo .....	94
3.3 Implementazione del sistema di controllo in Simulink.....	96
3.3.1 Identificazione del baricentro .....	98
3.3.1.1 Identificazione statica .....	98
3.3.1.2 Aggiornamento dinamico .....	101
3.3.2 Verifica statica del corretto posizionamento del carico .....	103

## **Indice**

---

3.3.3	Compensazione dell'inclinometro .....	104
3.3.4	Verifica dinamica della modalità di manovra sicura .....	107
3.3.5	Verifica della variazione del carico. ....	109
4	Verifiche sperimentali.....	110
4.1	Verifica della compensazione dell'inclinometro .....	111
4.2	Verifica dell'aggiornamento della posizione del baricentro .....	112
4.3	Verifica dell'intero sistema di controllo .....	114
4.3.1	Verifica statica .....	114
4.3.2	Verifica dinamica.....	116
5	Conclusioni .....	119
	Bibliografia .....	121
	Publicazioni effettuate sugli argomenti di tesi.....	123

---

## Ringraziamenti

*Un Grazie a tutta la mia famiglia ed alla  
Letizia che mi hanno sempre supportato*

*Pedo mellon a mimno*

## **Introduzione**

Questa tesi ha l'obiettivo di raccogliere due tra i principali lavori a cui ho partecipato nel corso del periodo di dottorato in "Ingegneria Industriale e dell'Affidabilità" svolto presso la sezione di Meccanica Applicata alle Macchine dell'Università degli Studi di Firenze. Entrambi i lavori riguardano la realizzazione e la messa a punto di sistemi di bordo intelligenti per veicoli terrestri ed in particolare sono: lo sviluppo di un pantografo attivo (T2006) e la realizzazione di un sistema antiribaltamento per carrelli sollevatori (AVP).

Il primo lavoro, lo sviluppo di un pantografo attivo, nasce dall'esigenza, sempre più importante nel mondo ferroviario, di migliorare la qualità della captazione dei pantografi ferroviari. Infatti, in seguito alla rapida diffusione di nuovi treni ad alta velocità, i requisiti di captazione sono diventati sempre e più severi e limitanti in termini di prestazioni del veicolo ferroviario e le tecnologie, precedentemente utilizzate, spesso risultano insufficienti. A tal riguardo interventi strutturali sull'intera linea ferroviaria pre-esistente sono difficilmente perseguibili a causa sia delle ingenti spese di ammodernamento che dei disagi che tali lavori comporterebbero alla viabilità. Inoltre, in un mondo che sta diventando sempre più globalizzato, anche in ambito ferroviario nasce l'esigenza di avere veicoli capaci di operare su standard di interoperabilità a livello europeo e quindi capaci di essere utilizzati, soddisfacendo i requisiti di prestazione e sicurezza, su reti che presentano una vasta gamma di configurazioni geometriche.

Considerando tutti questi aspetti sempre più ditti del settore ferroviario si sono indirizzate verso lo studio e la realizzazione di pantografi con controllo attivo che sostituiscano quelli tradizionali passivi andando ad introdurre quindi prestazioni migliori rispetto agli standard attuali e una maggiore flessibilità di utilizzo.

Trenitalia, in collaborazione con l'Università degli Studi di Firenze ed il Politecnico di Milano, ha finanziato la progettazione e realizzazione di un pantografo attivo (T2006) per l'impiego su treni ad alta velocità. Il prototipo è stato assemblato e messo a punto presso la ditta Scienza Macchinale del Polo scientifico e tecnologico di Navacchio proponendo tutta una serie di caratteristiche tecnologiche innovative che andremo ad illustrare nel corso della presente trattazione.

Il sistema antiribaltamento per carrelli sollevatori “AVP”, acronimo che stà per “Active Vehicle Protection system”, nasce invece dall’interesse da parte di una grande casa costruttrice, la PRAMAC s.p.a., nella realizzazione di prodotti che oltre che dall’affidabilità, che da sempre li contraddistingue, siano caratterizzati da una sempre maggiore sicurezza di utilizzo sia per l’operatore che per gli ambienti dove il veicolo andrà ad operare. In particolare, partendo da un’analisi statistica degli incidenti che riguardano i carrelli sollevatori, è emerso come questi siano dovuti, in gran parte, a fattori umani. Risulta perciò evidente come in aggiunta ad un corretto addestramento degli operatori, peraltro già esistente, eventuali dispositivi di bordo capaci di analizzare le condizioni di marcia e l’ambiente circostante contribuirebbero ad impedire eventuali manovre potenzialmente pericolose.

Sotto iniziativa di PRAMAC si è quindi provveduto a studiare e realizzare un innovativo sistema di controllo che combinasse le caratteristiche di essere relativamente economico e parametrizzabile in modo da poter essere utilizzato su carrelli con differenti portate e dimensioni. A seguito di studi e sperimentazioni, di seguito illustrate, si è riusciti a realizzare un sistema di controllo capace di limitare in maniera automatica le prestazioni massime del motore impedendo quindi, in base alle diverse configurazioni di carico e marcia, la possibilità che possano avvenire manovre pericolose.

## **Pantografo attivo T2006**

### **Introduzione**

Come già anticipato, nel presente lavoro si è provveduto alla messa a punto di un sistema di controllo capace di ottimizzare le prestazioni di un pantografo attivo, denominato T2006, realizzato sotto l'iniziativa di TRENITALIA in collaborazione con l'Università degli Studi di Firenze, il Politecnico di Milano e la ditta Scienza Machinale. In particolare il presente lavoro ha avuto come obiettivo, partendo da una versione del prototipo già realizzata, l'ottimizzazione delle caratteristiche di interazione con la catenaria di alimentazione elettrica. Oltre alla realizzazione e messa a punto del sistema di controllo ci siamo dovuti confrontare con una situazione iniziale del prototipo che ancora presentava tutta una serie di problemi meccanici e impiantistici quali: eccessivo attrito nei giunti; vibrazioni indesiderate sui sistemi di collegamento dei dispositivi di attuazione; messa a punto dei sistemi di alimentazione della sensoristica di bordo necessaria al controllo. Tutti questi problemi sono stati evidenziati nel corso di una prima campagna di prove e sono stati risolti concordando gli interventi opportuni con Scienza Machinale.

Nell'ottica della realizzazione di un prototipo per la sperimentazione di varie tecniche di controllo il prototipo del pantografo era stato attrezzato con un numero di sensori sovrabbondante rispetto all'utilizzo finale ma utili al fine di evidenziare i segnali più significativi e le strategie migliori.

Il lavoro si è quindi suddiviso in varie fasi:

- verifica del comportamento del sistema meccanico, degli organi di attuazione, dei sensori e dei sistemi di acquisizione per testarne il corretto funzionamento e per evidenziare eventuali problemi;
- test di collaudo necessari a stabilire le grandezze di maggior interesse per il sistema e per valutare la conformità del prototipo alle specifiche di Trenitalia;
- fase di identificazione del prototipo in modo da realizzare un modello matematico che permettesse di velocizzare la successiva fase di sperimentazione di nuovi sistemi di controllo;

- fase di sperimentazione sul prototipo in cui si è provveduto all'individuazione di una strategia di controllo ottimale.

Nei seguenti paragrafi si riporta una descrizione accurata delle operazioni e delle prove effettuate nel corso delle singole fasi evidenziando i risultati ottenuti e gli eventuali interventi correttivi che si sono approntati al fine di realizzare un sistema di controllo che riuscisse ad ottimizzare le prestazioni del prototipo.



# 1 Pantografi e catenarie

Garantire caratteristiche ottimali di captazione e quindi un funzionamento ottimale dei pantografi è, come già detto, uno dei punti di fondamentale interesse nel ambito dello sviluppo dei treni ad alta velocità. Infatti per treni con velocità superiori ai  $200 \left[ \frac{km}{h} \right]$  l'interazione tra catenaria e pantografo dà luogo a forti sollecitazioni meccaniche ed elettriche che si manifestano sotto vari aspetti: usura delle superfici striscianti; fenomeni elettromagnetici dovuti alla nascita di archi elettrici; eccessive sollecitazioni meccaniche sulla catenaria; fenomeni termici dovuti alle elevate correnti sulle superfici di contatto.

In questo capitolo si vuole quindi andare ad effettuare una breve panoramica sulle caratteristiche di pantografi e catenarie necessaria per la comprensione del problema e delle soluzioni proposte.

## 1.1 Catenaria

L'esigenza di una distribuzione elettrica lungo la tratta delle ferrovie nasce dalla necessità di fornire corrente al motore, e a tutto il treno, senza doverla generare, per ridurre i pesi, a bordo. Si ricorre perciò all'utilizzo di una linea elettrica aerea da cui si preleva la forza elettro-motrice tramite contatti striscianti (pantografo).

L'energia elettrica dalla linea aerea può essere fornita alle seguenti tensioni:

- 3 [kV] e 1,5 [kV] in corrente continua
- 25 [kV] in corrente alternata a 50 [Hz]
- 15 [kV] AC in corrente alternata a  $16 \frac{2}{3}$  [Hz]

La migliore qualità di trasmissione di corrente si ottiene quando il pantografo mantiene, strisciando sulla catenaria, una pressione costante sul cavo aereo. In realtà questa condizione non si verifica mai infatti data la non perfetta stabilità del piano su cui è fissato il pantografo, tetto del treno su due stadi di sospensioni, e la caratteristica di rigidità non costante della catenaria, dovuta ai pendini ed alla poligonazione con cui è stata costruita, si ha una continua variazione delle posizione imposta al pantografo e quindi della forza di contatto.

La stessa forma della catenaria introduce quindi tutta una serie di disturbi, modellabili come spostamenti imposti al pantografo, che vanno a diminuire le caratteristiche di captazione del sistema stesso. Alcuni di questi spostamenti come ad esempio la poligonazione, che consiste nel posizionare il filo di contatto non lungo la direzione dei binari ma inclinandolo rispetto a questa in modo da avere un andamento oscillatorio in direzione perpendicolare al binario, serve ad impedire che lo strisciamento sul pantografo avvenga sempre nel solito punto degli archetti mentre altri come lo spostamento imposto dalla presenza dei pendini che tengono sollevato il filo di contatto sono dovuti alle necessità realizzative. I pendini infatti sono dei tiranti che, sorretti da un opportuna palificazione, servono a mantenere i fili di contatto sospesi ad una altezza circa costante dal piano dei binari. A seconda della struttura delle funi la catenaria è detta catenaria semplice, ad Y o composta (Figura 1).

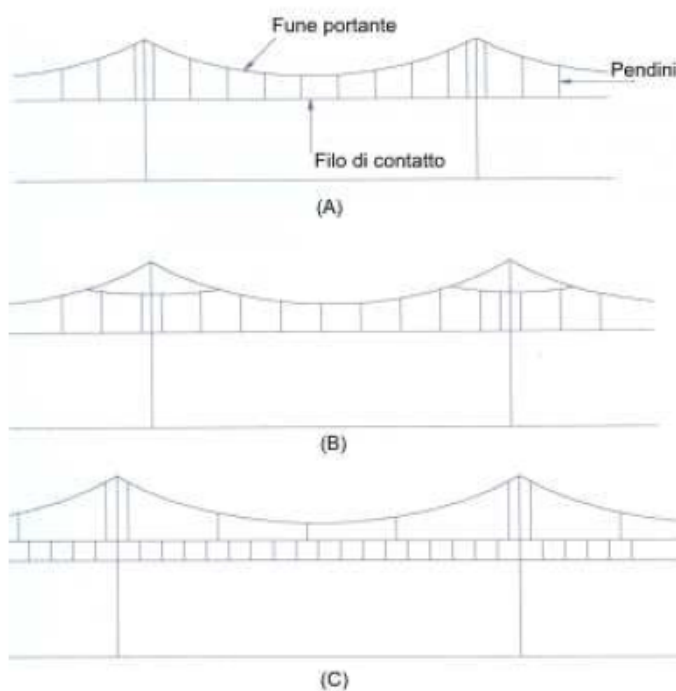


Figura 1: Struttura della catenaria semplice (A), ad Y (B) o composta (C)

Sulle linee nazionali ad alta velocità è prevalentemente in utilizzo la conformazione ad Y.

## 1.2 Pantografi

Il pantografo ferroviario è generalmente costituito da un quadrilatero articolato di base e da un secondo meccanismo posto alla sommità del primo detto quadro o "testa" sul quale sono fissati, tramite un opportuno sistema di sospen-

sioni, gli archetti. Gli archetti, infine, sono i componenti direttamente coinvolti nel contatto su cui infatti avviene lo strisciamento con la catenaria (Figura 2).

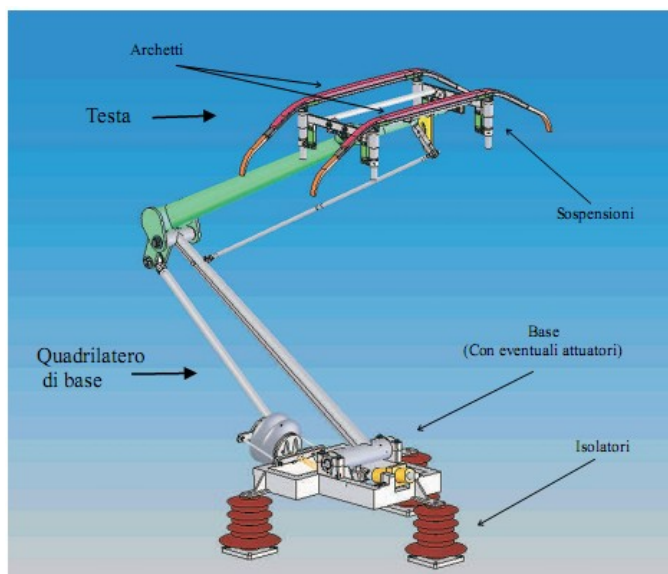


Figura 2: Elementi costitutivi di un pantografo

La struttura, apparentemente complessa, suddivide fra le sue parti una serie di funzioni infatti: il quadrilatero alla base fornisce il precarico statico necessario a mantenere un contatto costante fra la “testa” e la linea elettrica; la variazione di posizione, dovuta alla diversa posa e rigidità della catenaria nel corso del tracciato, viene invece recuperata dal quadrilatero di testa che perciò dovrà essere robusto in modo da resistere alle forze scambiate con la catenaria e leggero per avere un’elevata mobilità. La struttura del quadro può essere di tipo simmetrico o di tipo asimmetrico (Figura 3).

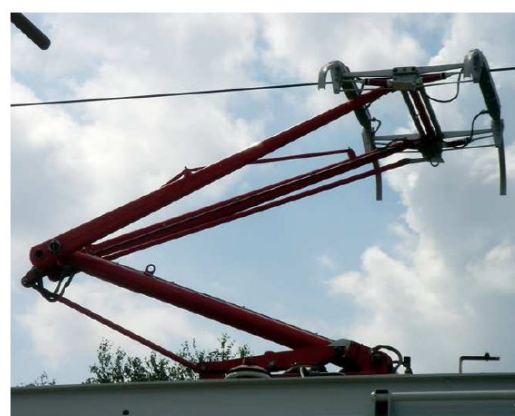


Figura 3: soluzione realizzativa simmetrica ed asimmetrica di un pantografo

Una soluzione simmetrica consente un comportamento costante, dal punto di vista aerodinamico, della struttura al variare del senso di marcia, ma comporta un maggior ingombro longitudinale. La struttura asimmetrica presenta invece

una maggior semplicità costruttiva ed a parità di ingombri permette di montare due pantografi (contrapposti) sullo stesso carrello, nel caso in cui siano necessari apparecchi differenziati per diversi tipi di alimentazione di linea. Come controparte la soluzione asimmetrica comporta la nascita di forze aerodinamiche generalmente indesiderate, e per di più variabili al variare del senso di marcia. Questo problema però può essere risolto montando un pantografo ad ogni estremità del treno, in configurazioni opposte, e mettendo in funzione l'uno o l'altro a seconda della direzione di marcia.

### **1.3 Analisi dell'interazione pantografo catenaria**

Dall'introduzione fin qui svolta risulta quindi facile capire come la struttura stessa della catenaria e la conformazione del pantografo diano luogo di per se ad una notevole variazione delle caratteristiche dinamiche del contatto al variare della posizione e della velocità del treno. I fenomeni che nascono e che sono la principale causa dei problemi di captazione possono essere così riassunti:

- **frequenza di catenaria:** il profilo del filo di contatto non è in realtà costantemente parallelo alla direzione del moto del pantografo, a causa delle deformazioni dovute ai pendini (posti a circa  $8 \div 10$  [m] tra loro) e alle campate della palificazione (circa  $60$  [m] sulla rete italiana). Questo genera delle componenti armoniche sulle forze scambiate tra gli striscianti e la catenaria. Le frequenze coinvolte, considerando velocità del treno comprese tra  $0$  e  $300$   $\left[\frac{km}{h}\right]$ , e limitandosi a valutare il contributo della portante, sono di circa  $0,2 \div 1,5$  [Hz] per quanto riguarda la frequenza di campata, e di  $10 \div 15$  [Hz] per le frequenze dovute ai pendini;
- **disuniformità delle caratteristiche della campata:** lungo una campata la cedevolezza del filo di contatto varia notevolmente a seconda della distanza dai pali di sostegno. Questo si traduce in una variazione delle caratteristiche dinamiche della catenaria, ed in particolare di massa, smorzamento ed elasticità ridotte, al variare della posizione lungo la linea;

- **poligonazione:** per evitare che lo strisciante si usuri sempre nello stesso punto i cavi di contatto sono fissati ai portali in modo tale da effettuare una poligonazione lungo la campata: sul piano parallelo al binario la linea forma una spezzata che sposta il punto di contatto di circa 20 [cm] in entrambe le direzioni rispetto al punto centrale dell'archetto. Questo permette un maggior tempo di vita degli striscianti, ma introduce sugli archetti un momento lungo l'asse di moto del veicolo, di frequenza paragonabile a metà frequenza di campata;
- **interazione tra più pantografi in presa:** per ridurre il surriscaldamento degli organi in tensione a causa delle elevate correnti, soprattutto nel caso in cui si utilizzino tensioni di linea continue (che hanno una tensione minore), è consigliabile massimizzare la superficie degli organi in contatto elettrico. A questo scopo sono spesso utilizzati due pantografi contemporaneamente in contatto, uno in testa ed uno in coda al treno, per ridurre l'interferenza che il primo esercita sul secondo. Mentre alle basse velocità la configurazione non presenta particolari problemi, alle alte velocità la perturbazione esercitata sulla linea aerea dal primo pantografo interferisce notevolmente sul funzionamento del secondo, determinando importanti fenomeni di distacco;
- **spinte di natura aerodinamica:** sono dovute alle variazioni di portanza del pantografo all'aumentare della velocità ed ai bruschi disturbi di pressione date dall'entrata in galleria o dal passaggio di altri treni su binari adiacenti;
- **punti singolari della linea:** scambi, entrate in galleria e portali presenti nelle stazioni possono presentare delle discontinuità lungo i cavi di contatto, che si traducono in disturbi sulla forza scambiata con gli archetti.
- **oscillazioni del treno:** moti dovuti al sistema sospensivo del treno.

I fenomeni descritti causano dunque delle perturbazioni sul contatto, di natura periodica o istantanea a seconda della loro origine, e di frequenza ed entità notevolmente dipendente dalla velocità del treno; in particolare l'attenzione del presente lavoro è rivolta verso la risposta del pantografo alle sollecitazioni prin-

cipali della catenaria e cioè nel range  $0 \div 2$  [Hz]. Poiché il comportamento ideale del pantografo è quello di scambiare una forza costante con la linea, questi fenomeni possono essere interpretati come dei disturbi sul valore di forza desiderato. Nel caso in cui le forze scambiate differiscano molto dal valore nominale, circa 100 [N] a seconda delle caratteristiche della catenaria, si generano comportamenti irregolari di funzionamento[ 1].

I fenomeni di distacco insorgono nel caso in cui le forze risultino troppo esigue: sebbene l'effettiva mancanza di contatto tra i due sistemi permanga solitamente per istanti di tempo molto brevi (dell'ordine di  $0,1 \div 0,01$  [s]), questo dà luogo alla nascita di archi elettrici che, propagandosi, generano delle micro caratterizzazioni sugli striscianti e sul metallo dei cavi di contatto provocandone quindi una rapida usura. In caso di distacchi più prolungati si possono infine avere malfunzionamenti dei dispositivi elettrici a bordo. Per valutare la percentuale di distacchi D si usa solitamente la relazione ( 1 ).

$$D = 100 \frac{\sum_{i=1}^n T_{di}}{T_t} \quad (1)$$

Dove:

- $T_t$  è il tempo di osservazione
- $T_{di}$  è la durata dell'*i-esimo* distacco.

I distacchi di durata inferiore a 0,005 [s] vengono solitamente trascurati. Una captazione eccellente presenta valori di D non superiori a  $0,2 \div 0,3\%$  ed è ancora accettabile per valori fino allo 0,4%. E' importante evidenziare come, nel caso in cui il pantografo presenti due archetti, il posteriore risulterà meno caricato rispetto all'anteriore e sarà dunque soggetto maggiormente a fenomeni di distacco. Per evitare che le forze di contatto diventino, a causa delle variazioni di posizione/rigidità relativa treno-catenaria, troppo basse una soluzione banale consiste nel partire da un valore di forza statica maggiore. In questa configurazione però si ha che, già in condizioni nominali, aumenta la forza di attrito nel punto di contatto (è direttamente proporzionale alla forza di contatto) generando quindi un'elevata usura degli organi striscianti e causandone un rapido surriscaldamento. In casi estremi, in cui le forze risultano essere troppo alte, si può addirittura arrivare ad un danneggiamento permanente della struttura della catenaria.

Il più diffuso espediente, comunemente utilizzato per limitare l'influenza dei cosiddetti disturbi di catenaria, è quello di utilizzare pantografi passivi a spinta impressa. Il precarico per generare la forza statica di contatto necessaria viene fornito grazie ad attuatori di tipo pneumatico, che agiscono sul quadrilatero di base, sollevando la testa fino all'altezza desiderata mentre le oscillazioni, indotte dalla dinamica della catenaria, sono contrastate dalle sospensioni che sostengono gli archetti e da appositi smorzatori passivi oleodinamici, che intervengono sul moto del quadrilatero di base, e che vengono opportunamente tarati in modo da fornire prestazioni ottimali sulla linea. Sebbene soluzioni di questo tipo risultino generalmente sufficienti per velocità di percorrenza medie e basse, per i treni ad alta velocità le prestazioni ottenute da questo tipo di pantografi passivi risultano spesso insufficienti. Un'altra strada percorribile per ottimizzare ulteriormente la qualità della captazione consiste nel modificare le caratteristiche strutturali delle linee aeree in modo da renderle meno soggette alle problematiche descritte: effettuare cioè interventi strutturali aumentando la costanza delle caratteristiche dinamiche e dell'altezza della catenaria. Modifiche di questo tipo risultano non solo tecnologicamente complesse, ma anche particolarmente onerose sia in termini di spese che di impatto sulla viabilità ferroviaria. Avendo infatti una grande quantità di linee già esistenti, diviene di grande interesse la ricerca di una soluzione che permetta di minimizzare i disturbi sulla forza di contatto, e quindi di aumentare la velocità dei treni, senza modificare le strutture preesistenti.

A questo proposito lo sviluppo di un sistema di controllo atto a regolare la forza di contatto del pantografo [2]÷[12] può risultare una soluzione interessante. Una soluzione di questo tipo infatti permette numerosi vantaggi:

- la possibilità di limitare le oscillazioni della forza di contatto, riducendo gli archi elettrici, l'usura, e permettendo maggiori velocità di percorrenza dei veicoli in condizioni operative continuate;
- una maggior capacità di adattamento nei confronti di linee elettriche aeree non in perfette condizioni;
- la possibilità di modificare il proprio funzionamento a seconda della tipologia di catenaria e all'altezza della linea, mantenendo prestazioni ottimali;

- la capacità di continua supervisione del funzionamento del pantografo e di monitorare la linea attraverso l'utilizzo dei segnali provenienti dai sensori necessari per il controllo attivo.

Il controllo, oltre ad ottenere notevoli miglioramenti rispetto alle prestazioni dei sistemi passivi, dovrà garantire due proprietà fondamentali e cioè la sicurezza in caso di guasto, deve essere un sistema fail-safe, e la robustezza.

Un sistema fail-safe deve garantire, tramite sistemi di sicurezza annidati, che in caso di guasto l'attuatore attivo venga disabilitato riportando il pantografo a funzionare in modalità passiva e consentendo al treno di continuare a viaggiare seppure con velocità ridotte.

Il sistema deve essere inoltre sufficientemente robusto per potersi adattare alla variabilità delle caratteristiche della catenaria e delle condizioni di funzionamento, mantenendo un comportamento stabile e garantendo prestazioni adeguate in tutte le condizioni di lavoro.

Premessi questi requisiti, l'obiettivo successivo sarà quello di ridurre le oscillazioni della forza di contatto scambiata tra strisciante e catenaria. In particolare si è utilizzato come riferimento normativo per le prove e le misure effettuate le specifiche tecniche di Trenitalia e della Rete Ferroviaria Italiana (RFI) [ 13]-[ 14].



## 2 Prototipo T2006

Come innovativa risposta alle problematiche esposte riguardanti il sistema di captazione nazionale, ed in vista dell'utilizzo su treni ad alta velocità, la Facoltà di Ingegneria dell'Università degli Studi di Firenze ed il Politecnico di Milano hanno progettato e successivamente realizzato un prototipo di pantografo attivo sotto commissione di Trenitalia. L'evoluzione del progetto, iniziata nel 2005, ha portato a successive modifiche e miglioramenti, che sono sfociati nel prototipo T2006 (Figura 4).

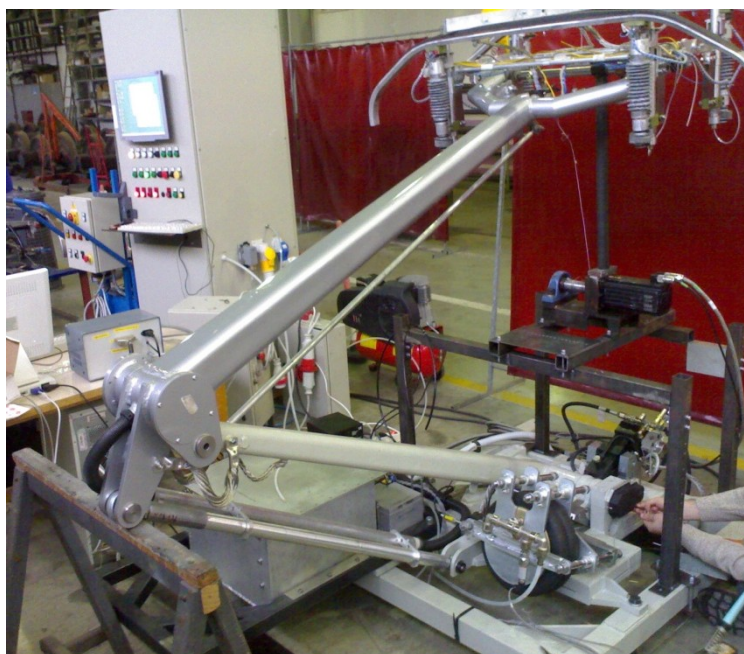


Figura 4: Prototipo di pantografo attivo T2006

La realizzazione del primo prototipo funzionante, oltre al compito di ottimizzazione ed assemblaggio sia della struttura meccanica che di quella elettronica/sensoristica e software, è stato affidato alla ditta Scienza Macchinale del Polo scientifico tecnologico di Navacchio. Chiaramente, in seguito alle prime prove sul prototipo realizzato, si sono rese necessarie tutta una serie di modifiche, meccaniche ed elettroniche, per risolvere i problemi che venivano via via messi in evidenza dai primi test sperimentali.

Il sistema complessivo può essere più facilmente compreso se suddiviso in sottosistemi interconnessi tra loro (Figura 5), che verranno dettagliatamente descritti in questo capitolo:

- **sistema meccanico:** comprende la struttura meccanica del pantografo vero e proprio, composta, oltre che dagli elementi costituti-

vi descritti nel capitolo precedente, dalla base di sostegno che ospita gli attuatori e dal sistema di trasmissione meccanica del moto impresso dagli attuatori stessi;

- **sistema di attuazione pneumatico:** costituito dall'attuatore pneumatico a soffiello, dalle valvole e dal circuito pneumatico;
- **sistema oleodinamico di alimentazione e di attuazione:** comprende il circuito oleodinamico in pressione per l'alimentazione dell'attuatore a pistone e per il funzionamento del motore oleodinamico necessario per azionare l'alternatore e quindi per generare l'alimentazione della strumentazione elettronica a bordo pantografo;
- **sensori:** comprende tutti gli strumenti utilizzati per il rilevamento delle grandezze fisiche: accelerometri, potenziometri, celle di carico, sensori di pressione, encoder; parte di tale strumentazione viene utilizzata per il controllo e la supervisione mentre la restante parte è stata aggiunta per scopi di analisi;
- **dispositivi elettronici per la gestione di attuatori e sensori:** composti dalle schede elettroniche di interfaccia necessarie per l'acquisizione ed il condizionamento dei segnali, per la gestione dell'alimentazione elettrica, per l'implementazione del lato hardware dei dispositivi di supervisione e sicurezza del processo, per la conversione, usata per la trasmissione tramite fibra ottica, dei segnali elettrici in segnali ottici e viceversa;
- **elaborazione, controllo ed interfaccia software:** costituita dal computer su cui vengono raccolti i segnali acquisiti, dal programma che implementa il codice per l'esecuzione real-time, dall'interfaccia per la realizzazione dello schema a blocchi per il controllo ed il trattamento dei segnali ed infine dall'interfaccia utente capace di gestire, on-line, i segnali necessari per il comando e la sperimentazione della politica di controllo. Questo sistema comprende anche il software per il monitoraggio dei segnali di guasto e per la suddivisione delle fasi operative del sistema di supervisione.

Oltre agli elementi descritti, a seguito di una specifica richiesta di Trenitalia, è presente un'ulteriore catena di acquisizione parallela ed indipendente da quella utilizzata dal sistema real-time per il monitoraggio dei segnali. A questa abbiamo poi affiancato un computer dotato di scheda di acquisizione DSP e di appositi driver per il comando del motore utilizzato per le prove sperimentali, e per l'eventuale acquisizione dei segnali di altri sensori addizionali.

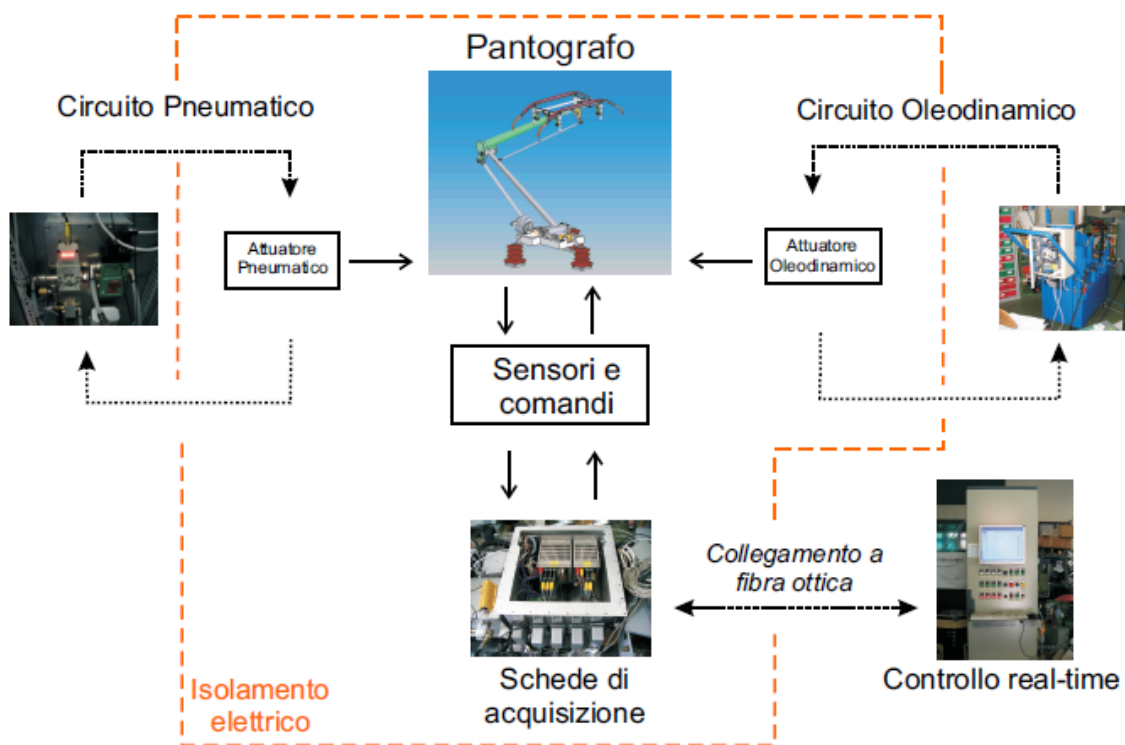


Figura 5: Schema del sistema complessivo

## 2.1 Sistema meccanico

Il pantografo progettato, così come visibile in Figura 6, ha struttura asimmetrica; le corse e gli ingombri sono stati realizzati tenendo conto dei vincoli imposti da specifiche Trenitalia e dalle norme europee per l'interoperabilità [13]-[14]. Soluzioni innovative sono state concepite per la struttura della testa e delle sospensioni.

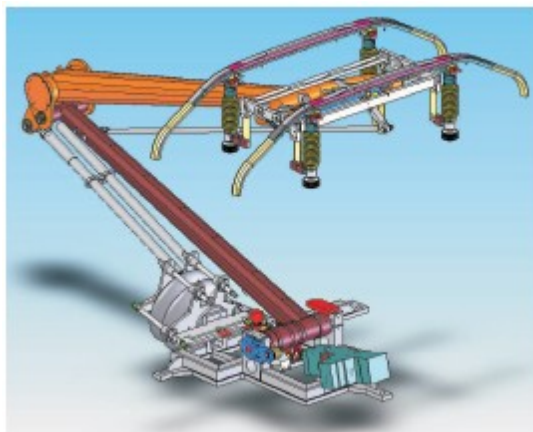


Figura 6: Schema complessivo del pantografo T2006

Come visto nei capitoli precedenti la testa del pantografo viene posizionata all'altezza desiderata dal quadrilatero articolato di base, realizzato con due profilati a sezione rettangolare con angoli stondati, decrescenti verso l'alto. I due bracci inferiori, uno più grande per sostenere il carico strutturale, l'altro necessario solo per garantire l'orientazione del braccio superiore, sono in acciaio per una maggiore robustezza mentre il braccio superiore è in alluminio. Alle estremità sono saldati dei tubolari a sezione circolare per realizzare le cerniere che impongono i vincoli con il telaio e con il braccio superiore. Solidali con il tubolare inferiore vi sono le leve per l'applicazione delle forze degli attuatori. Sul telaio sono disposti i sostegni per i due attuatori, e le strutture per la trasmissione del moto. L'attuatore pneumatico agisce sulla cerniera inferiore del braccio principale, imprimendo una coppia tramite due cavi in acciaio vincolati al profilato tubolare di base e alloggiati in una apposita guida sagomata. Il fissaggio con il telaio è realizzato in modo da garantire la corretta inclinazione del soffiutto ed il minimo ingombro possibile. L'attuatore oleodinamico agisce sullo stesso giunto trasferendo la forza impressa dal pistone su un braccetto solidale con la cerniera (Figura 7). Per garantire i gradi di libertà necessari al moto, il supporto del cilindro non è rigido, e l'attuatore può ruotare attorno ad un giunto consentendo l'estensione del braccio del pistone indipendentemente dalla rotazione del quadrilatero di base.

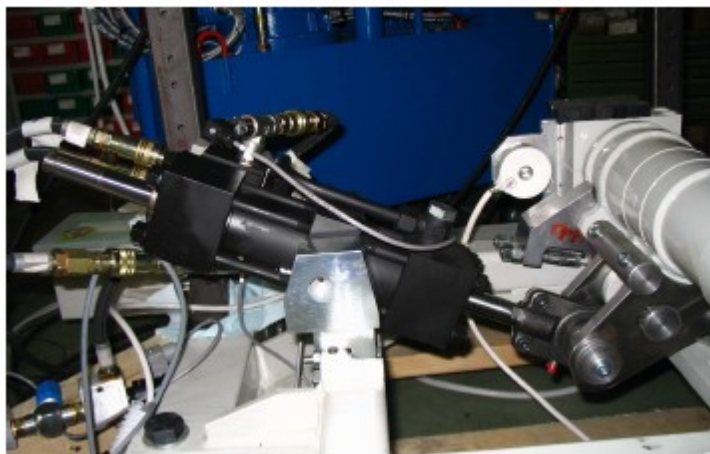


Figura 7: Particolare della trasmissione oleodinamica

Il braccio superiore ha una sezione più ampia ed è realizzato, come già detto, in alluminio per una maggiore leggerezza. In basso si collega alla struttura sottostante tramite un giunto a cuscinetti mentre all'estremità superiore è costituito da una forca per il collegamento al giunto rotoidale della testa del pantografo.

Sulla forca e sul braccio principale inferiore sono presenti i giunti per il collegamento del quadrilatero di orientazione a camma. Il quadro di testa è realizzato in alluminio ed è unito al braccio superiore del quadrilatero di base con due bracci a forca, collegati tramite cuscinetti ad un giunto rotoidale, solidale con il quadro mobile della testa. Il ruolo del quadro è quello di ospitare gli archetti con le relative sospensioni, e di mantenerne la posizione desiderata.

Poiché il piano di contatto degli archetti deve rimanere parallelo al piano orizzontale indipendentemente dall'altezza di lavoro della testa, un apposito cinematicismo è stato introdotto per garantirne il posizionamento: un'asta in alluminio ed uno snodo realizzano un secondo quadrilatero articolato, avente due bracci in comune con il quadrilatero di base; questo è collegato al bottone di una camma a profilo interno tramite una cerniera, dando luogo ad un cinematicismo ad un solo grado di libertà. La camma a sua volta è solidale con l'albero del quadro di testa, ed è studiata in modo da determinarne il moto in funzione della posizione del quadrilatero di base, e da garantire l'orizzontalità della testa stessa (Figura 8).

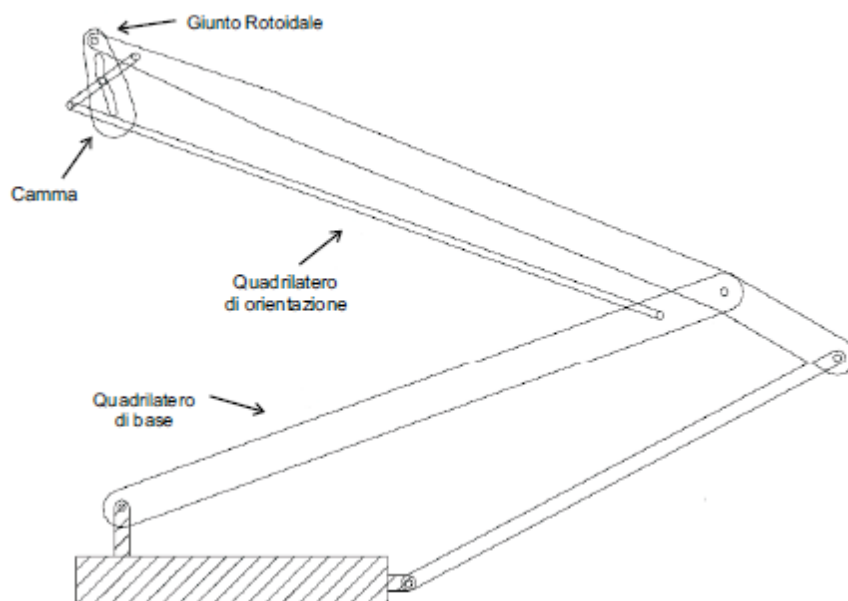


Figura 8: Schematizzazione del cinematismo del quadrilatero di testa

Il profilo della camma è stato ottimizzato tramite l'utilizzo di algoritmi genetici e metodi del simplesso [ 15].

Il giunto rotoidale è collegato alla struttura superiore, sede degli archetti, tramite quattro bielle dotate di molle di richiamo, che consentono e smorzano la rotazione della testa lungo la direzione dell'asse parallelo agli archetti stessi. I moti di traslazione laterale sono in parte permessi agli archetti dalla presenza di quattro lamine metalliche sottili attraverso le quali i corpi di sospensione sono appesi al telaio, fissate tramite viti (Figura 9).



Figura 9: Particolare del attacco del giunto rotoidale

Le sospensioni di ciascun archetto sono realizzate con due molle a compressione, che consentono i moti di traslazione verticale e di rollio in modo

completamente indipendente dei due striscianti. Le molle, riportate in Figura 10, hanno una corsa di 60 [mm] e sono dotate di una caratteristica di rigidità bilineare, in modo da garantire una maggiore rigidità nelle condizioni di lavoro medie, e da limitare le forze rilasciate in caso di rapido scarico della forza di contatto infine un rivestimento con apposite guaine le protegge da agenti esterni. Le quattro sospensioni, ed i cilindri che contengono i potenziometri, ad esse paralleli, sono elettricamente isolate dagli archetti e dal telaio della testa tramite tasselli in resine isolanti. La continuità della trasmissione elettrica è garantita da trecce in alluminio per salvaguardare il funzionamento dei sensori.



Figura 10: Sospensione archetti

La struttura del quadro così realizzata permette di ottimizzare l'interazione con la catenaria minimizzando i problemi di cabraggio dati dalle forze orizzontali sugli striscianti (aerodinamiche e dovute all'attrito). Inoltre il progetto è studiato in modo da portare il centro di rotazione prossimo alla quota del filo di contatto in modo tale da ridurre le coppie prodotte da contributi aerodinamici che determinano uno squilibrio tra le forze di contatto dei due striscianti.

Il collegamento con gli archetti avviene tramite giunti rotoidali, in modo da permettere l'oscillazione indipendente delle due sospensioni.

La struttura degli archetti infine è semplice e compatta, realizzata con un profilato estruso di alluminio sul quale è incollata la matrice dello strisciante, in grafite. Questa soluzione consente di ottenere dei componenti caratterizzati da particolare leggerezza. Gli archetti terminano lateralmente con due appendici

curve, dette "corna", che hanno il compito di impedire un accidentale posizionamento del cavo di contatto sotto lo strisciante.

Sul telaio sono infine presenti dei blocchetti in gomma per l'appoggio del pantografo in posizione chiusa, ed uno smorzatore a molla col compito di attutire la collisione della struttura con il telaio in caso di chiusura di emergenza o nel caso di malfunzionamento dell'attuatore che fornisce il precarico statico.

## **2.2 Sistema di attuazione pneumatico**

L'attuazione pneumatica viene utilizzata, come già detto, per sollevare la testa del pantografo e portarlo in contatto con la catenaria mantenendo una forza statica il più possibile costante. I vantaggi di dispositivi di questo tipo, per altro già largamente impiegati nei pantografi passivi, sono la disponibilità di aria compressa a bordo dei treni, utilizzata nei sistemi frenanti, la sicurezza degli impianti (l'aria e le condutture, generalmente plastiche, non conducono la corrente), la semplicità realizzativa degli attuatori. Nel prototipo T2006 si fa utilizzo di un soffietto in gomma, modello EB325-215 della ditta Festo, collegato rigidamente al telaio, ad una estremità, e vincolato ad un'asta alla quale è consentito di scorrere guidata da candeole, all'altra (Figura 11).



Figura 11: Soffietto pneumatico e guide lineari

Aumento o diminuendo la pressione dell'aria interna si può quindi modificare la posizione, lungo la direzione delle guide, dell'asta mobile; questa trasmette



poi la forza al pantografo tramite un sistema a cavi di acciaio precedentemente descritto.

L'aria viene pompata nel soffietto attraverso un circuito ad aria e regolata da una valvola E22 della Numatics. La valvola è dotata di un dispositivo di controllo in retroazione, che misurando la pressione all'interno del circuito gestisce l'apertura del tubo dell'aria in ingresso collegato ad un compressore con opportuno serbatoio di accumulo. Sebbene il dispositivo possa regolare fino a 6 [bar] di pressione, per la struttura del soffietto e per la particolare conformazione della camma a cui sono collegati i cavi di acciaio non si superano mai i 4 [bar] per fornire il precarico statico di  $90 \div 110$  [N] necessarie al funzionamento del pantografo.

Il sistema di regolazione dell'aria è montato esternamente alla struttura del pantografo in un armadietto metallico assieme all'elaboratore per il controllo e ai dispositivi elettronici di sicurezza (Figura 12).

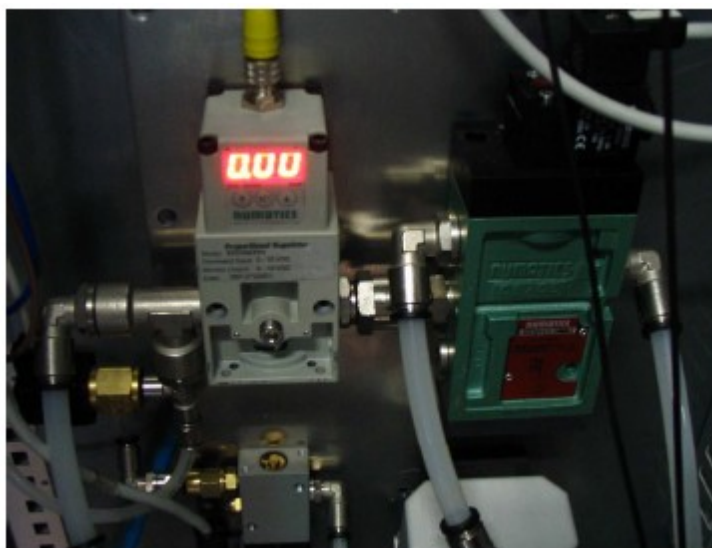


Figura 12: Valvola per il controllo della pressione del circuito pneumatico

### **2.3 Sistema oleodinamico di alimentazione e di attuazione**

Uno degli aspetti innovativi del prototipo consiste nella presenza di un attuatore oleodinamico, in parallelo a quello pneumatico, per l'attuazione del controllo attivo. Nonostante la presenza di un attuttore pneumatico già inserito a bordo pantografo la scelta della soluzione oleodinamica è stata dettata dalla necessità di ottenere una capacità di risposta in frequenza migliore nel range delle principali sollecitazioni della linea (0,5 – 20 [Hz]). Sebbene infatti risulti impro-

ponibile l'obiettivo di imporre moti a frequenze di tali entità alla testa del pantografo, a causa delle cedevolezze e delle elasticità presenti nel sistema meccanico tra il pistone e gli archetti, un sistema di attuazione pronto permette di aumentare la banda controllata e di smorzare sufficientemente le oscillazioni nella frequenza di campata.

L'attuatore è composto da un cilindro con due camere, la pressione massima consentita è di 210 [bar], anche se per l'applicazione sul prototipo le pressioni di lavoro sono state tenute intorno ai  $50 \div 100$  [bar]. La differenza di pressione generata nelle due camere determina una forza e quindi uno spostamento del pistone. Il flusso dell'olio nelle camere è regolato da una valvola a cassetto della ditta MOOG (G761-3002) a quattro vie, doppio stadio, il cui funzionamento può essere così riassunto: il comando elettrico in ingresso determina lo spostamento di una linguetta che devia un piccolo flusso di olio attraverso un'apertura. Questo flusso-pilota genera la variazione di pressione che quindi sposta i cassettei la cui posizione determina l'apertura del foro che permette il passaggio del flusso principale nell'una o nell'altra camera, così che il comando in tensione per l'apertura valvola si traduce in concreto in un comando di portata. Per il funzionamento passivo, in situazione di emergenza o guasto, la valvola a cassetto isola le due camere dal circuito in pressione. Contemporaneamente una coppia di elettrovalvole esterne, azionate automaticamente al momento dello spegnimento del sistema attivo, chiude un circuito di by-pass, opportunamente tarato, fra le due camere del cilindro trasformando quindi l'attuatore in uno smorzatore passivo.

Per garantire che anche in fase di chiusura della valvola a cassetto non sia possibile che leggeri trafiletti dell'olio all'interno delle camere del cilindro possano determinare nel tempo uno spostamento indesiderato della posizione del pantografo, è stata prevista l'introduzione di un'apposita valvola di isolamento a monte della valvola a tre vie. Il circuito oleodinamico necessario per azionare l'attuatore oleodinamico è alimentato da una centralina esterna. Il ruolo di questa centralina è di importanza fondamentale, in quanto viene utilizzato per un duplice scopo: deve fornire la portata sufficiente per le prestazioni richieste dal pistone, mantenendo contemporaneamente la pressione più costante possibile, e deve inoltre azionare il motore oleodinamico necessario per l'alternatore a bordo pantografo. Per questo motivo è stata utilizzata una centralina azio-

nata da un motore asincrono a 5 [kW] (depotenziato a 3 [kW]) che è in grado, sfruttando una pompa a cilindrata variabile, di fornire pressioni fino a 200 [bar] il cui schema di funzionamento è riportato in Figura 13.

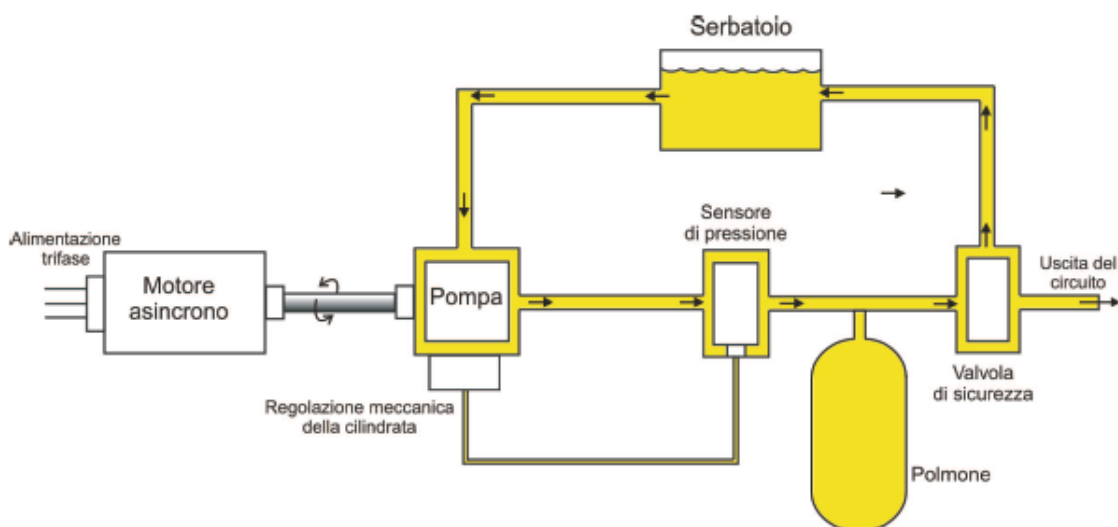


Figura 13: Schema di principio della centralina oleodinamica

Analizzando lo schema si nota come il motore azioni una pompa a cilindrata variabile a pistoncini radiali, che, tramite l'utilizzo di un sensore di pressione mantiene il circuito ad una pressione di lavoro tra 50 ÷ 100 [bar] in base alle necessità. La caratteristica del motore asincrono permette di mantenere i giri pressoché costanti al variare del carico, ottenendo quindi un sistema a portata costante. In uscita dal dispositivo di regolazione della pressione è presente un apposito polmone che funge da "condensatore" per il circuito e che quindi permette di far fronte alle rapide compensazioni di pressione richieste dal cilindro.

La centralina alimenta contemporaneamente anche un motore oleodinamico della Bucher (APM05/1.6) che è calettato, con una coppia di cuscinetti, ad un alternatore Ducati a 18 poli, derivato da applicazioni motociclistiche. Sebbene il motore possa lavorare fino a 6000 [rpm], i cuscinetti di supporto hanno una velocità di lavoro consigliata non superiore a 3000 [rpm] è stata quindi introdotta una valvola, prima dell'ingresso dell'alimentazione oleodinamica del motore, in modo da poter regolare la portata, mantenendo limitato il numero dei giri. Il sistema di alimentazione serve per garantire, in abbinamento con una batteria da 26 [Ah], l'alimentazione a bordo pantografo di tutti i sistemi elettronici presenti. La batteria ha quindi il duplice ruolo di funzionare sia da condensatore per l'alimentazione proveniente dall'alternatore, solitamente poco costante, che da

accumulo dell'energia necessaria per permettere al sistema di essere inizializzato. L'inizializzazione consiste nel sollevare il pantografo, fino ad arrivare a contatto con la linea elettrica, e nell'avviare, una volta prelevata la corrente dalla linea aerea, la centralina oleodinamica: a questo punto il pantografo diviene operativo e l'alternatore inizia a ricaricare la batteria. Il sistema nel suo complesso assorbe poco più di 6 [A] quindi è capace di funzionare per circa quattro ore anche in assenza di alimentazione da parte dell'alternatore. In Figura 14 si riporta un'illustrazione del sistema composto dal motore, dall'alternatore e dalla batteria.

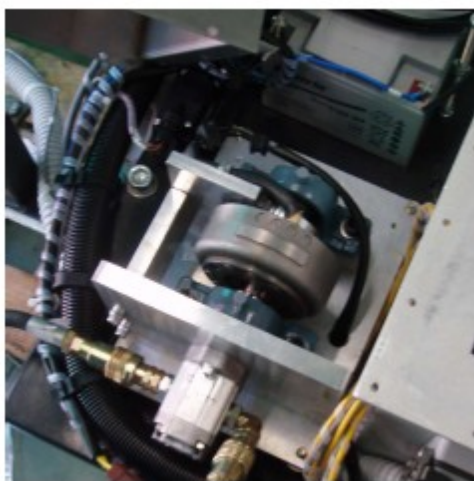


Figura 14: Sistema di alimentazione sull'imperiale: motore oleodinamico, alternatore e batteria

Un punto critico del sistema oleodinamico è indubbiamente il disturbo reciproco che l'attuatore a pistone ed il circuito di alimentazione possono darsi anche se, nel corso delle prove sperimentali, si è potuto constatare come questo effetto sia ampiamente tollerabile.

## **2.4 Sensori**

Per permettere un adeguato studio delle tecniche di controllo attivo, non sapendo a priori quale sarà la strategia più efficace da adottare, il prototipo T2006 è stato dotato di sensori in numero sovrabbondante posizionati nei punti più indicativi della struttura. Una problematica non indifferente che sorge in questo ambito è quella del funzionamento dei sensori all'interno di un ambiente non elettricamente neutro. Poiché infatti tutto il pantografo sarà sottoposto alla tensione di linea, dagli archetti fino agli isolanti che lo separano dall'imperiale, tutta la catena di acquisizione dovrà essere appositamente isolata elettricamente, ed

i segnali generati dai sensori dovranno essere trasmessi all'elaboratore, posizionato a bordo treno, tramite fibra ottica. Inoltre eventuali distacchi durante la corsa ed operazioni necessarie al contatto iniziale degli archetti con la catenaria possono provocare fluttuazioni locali dei valori di tensione lungo la struttura. I sensori utilizzati dovranno quindi essere in grado di lavorare con tensioni di riferimento notevolmente diverse da quella nulla ( $3 \div 25 [kV]$ ) e di tollerare possibili disturbi di tensione senza subire un danneggiamento permanente o compromettere il funzionamento con l'introduzione di eccessivo rumore nei segnali. Per facilitare questa verifica sono state introdotte alcune soluzioni a livello meccanico inserendo nella struttura spessori di materiale isolante ed apposite trecce di conduzione per guidare la corrente lungo la struttura, dagli archetti fino alla base, su un percorso a bassa resistenza lontano dalla posizione dei sensori su cui quindi dovrebbe essere ridotto il rischio di differenze di potenziale locali potenzialmente dannose.

Per la scelta dei sensori le informazioni di maggior interesse sono, in linea di principio, quelle relative alla testa in quanto direttamente coinvolte con le forze scambiate sugli striscianti. Accelerometri di tipo Pcb 3741D4HB10G sono stati quindi montati sul quadro e sugli archetti nelle posizioni indicate in Figura 15.

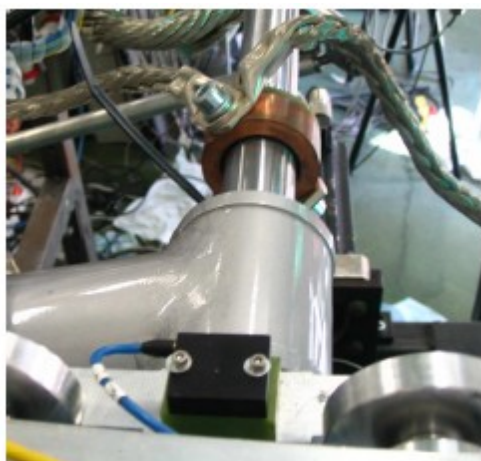


Figura 15: Posizionamento degli accelerometri sul quadro e sugli archetti

Quattro celle di carico modello Deltatech MVC-223F sono montate subito sotto gli archetti per misurare le forze scambiate in corrispondenza delle sospensioni (Figura 16).



Figura 16: Celle di carico per la lettura delle forze scambiate sugli archetti

Tramite la conoscenza della massa degli archetti, e dei segnali di accelerazione e forza, è quindi possibile ricostruire, eliminando la componente dinamica, il valore delle forze, che vogliamo andare a controllare, complessive scambiate tra catenaria e pantografo.

Oltre a questi sensori sono presenti anche quattro potenziometri lineari Gefran IC100 che rilevano la corsa delle sospensioni (Figura 17). Per protezione da agenti esterni sono montati ciascuno all'interno di una coppia cilindri in alluminio che scorrono l'uno nell'altro parallelamente alle sospensioni stesse. Anche i potenziometri, così come le celle di carico e gli accelerometri, sono mantenuti separati elettricamente, rispetto alla testa del pantografo, da blocchetti in resina isolante.



Figura 17: Particolare dell'involucro dei potenziometri lineari

Per misurare l'angolo di rotazione del braccio inferiore del quadrilatero di base è stato introdotto un encoder Hengstler RI58, montato su un asse paralle-

lo e collegato al giunto tramite una cinghia dentata di trasmissione, con rapporto 1:2. Questo sensore tuttavia risulta di secondaria utilità, in quanto, come vedremo, non è possibile ricavare un adeguato segnale di velocità tramite derivazione, a causa della bassa risoluzione dell'angolo letto.

Altri segnali di fondamentale importanza che vengono rilevati sono quelli della pressione presente nel circuito pneumatico (prelevato direttamente dall'elettrovalvola), e quelli relativi alla pressione presente nelle camere del cilindro dal cui differenziale è possibile ricavare la forza esercitata alla base del pantografo dal pistone.

Oltre ai sensori montati sul pantografo ne sono stati utilizzati altri per effettuare misurazioni e verifiche addizionali; in particolare si è fatto uso di celle di carico Mil U4000M, di accelerometri piezoelettrici, e di un sensore di posizione realizzato dalla ditta Celesco per la misura di spostamenti lineari.

## **2.5 Dispositivi elettronici per la gestione di attuatori e sensori**

Nel presente lavoro sono state utilizzate tre diverse catene di acquisizione che sono dedicate rispettivamente: alla generazione dei segnali di controllo, al monitoraggio delle prestazioni del pantografo ed al funzionamento di attuatori e sensori ausiliari necessari per gli esperimenti. I segnali provenienti dai sensori e quelli diretti agli attuatori sono stati cablati in maniera accurata in modo da ridurre al minimo la presenza di rumore sui segnali.

La catena di acquisizione principale fornisce al sistema di supervisione e controllo tutti i segnali necessari per implementare l'algoritmo di regolazione e cioè acquisisce i canali dei sensori fornendo, in contemporanea, un opportuno comando agli attuatori. Le schede di conversione A/D-D/A dedicate a questo scopo sono montate in un apposito modulo alloggiato sul telaio del pantografo i segnali digitalizzati vengono poi convertiti in impulsi ottici e trasmessi all'elaboratore, alloggiato in un armadietto esterno, grazie ad un canale a fibra ottica. Questo consentirà, durante l'esercizio in linea, di mantenere l'isolamento elettrico tra i dispositivi montati sul telaio del pantografo (che saranno soggetti al potenziale della tensione di linea) ed i dispositivi di elaborazione che verranno alloggiati all'interno del treno. La frequenza di acquisizione è di 1 [kHz], più che adeguata per la velocità del sistema meccanico da controllare.

E' importante sottolineare come il sistema di conversione da segnale digitale a segnale ottico e di nuovo a segnale digitale introduce un significativo ritardo di circa  $1 \div 2$  [ms]. Considerando quindi l'anello in retroazione, tra l'invio del segnale dal sensore e l'applicazione del segnale di comando all'attuatore, trascorrono come minimo  $2 \div 4$  [ms] di ritardo, che corrispondono a  $2 \div 4$  campioni del task. La gestione ed il sincronismo dei segnali è affidato ad un modulo PLC D.Electron Z32, che si occupa della trasmissione a fibra ottica attraverso l'apposito canale Z-Link.

La seconda catena di acquisizione utilizzata è quella richiesta da Trenitalia per il monitoraggio indipendente dal sistema realizzato da Scienza Machinale. I segnali provenienti dai sensori a bordo del pantografo vengono quindi duplicati ed acquisiti da due sistemi Cronos PL-2 e CronosPL-3. Grazie ai numerosi canali disponibili è stato possibile acquisire su questi dispositivi anche altri sensori esterni al pantografo, ma utilizzati nel corso degli esperimenti effettuati, come il potenziometro lineare a cavo. Tutti i segnali sono stati acquisiti ad  $1$  [kHz].

Anche questa catena di condizionamento dispone di un apposito modulo esterno per la traduzione in impulsi ottici, e la trasmissione tramite fibra ottica. Non essendo tuttavia ancora funzionante il dispositivo, abbiamo effettuato la visualizzazione dei dati attraverso le uscite con cavo di rete, su un computer portatile. Il software utilizzato per l'acquisizione e la visualizzazione real time è stato Online-Famos.

Per verificare le prestazioni del sistema è stato necessario allestire un layout di prove che comprende un motore brushless a pilotaggio sinusoidale che viene utilizzato per generare dei profili di linea virtuali. A questo proposito è stata allestita la terza catena di condizionamento per l'acquisizione dei segnali di accelerometri e celle di carico addizionali e per l'utilizzo del motore. I canali così ottenuti sono stati acquisiti con una scheda DSP dSpace 1102, installata su un computer fisso, ed analizzati con il software Control Desk, integrato con la dSpace. Anche in questo caso i dati vengono acquisiti alla frequenza di  $1$  [kHz].

Le tre catene di acquisizione sono state opportunamente tarate e verificate in modo indipendente, calibrando l'offset ed impostando il guadagno corretto per ogni sensore. Sono quindi state effettuate acquisizioni in parallelo per verificare il sincronismo e la congruenza dei dati rilevati, e prendere nota di eventuali discrepanze presenti.



In Figura 18 si riporta lo schema complessivo del sistema di acquisizione utilizzato.

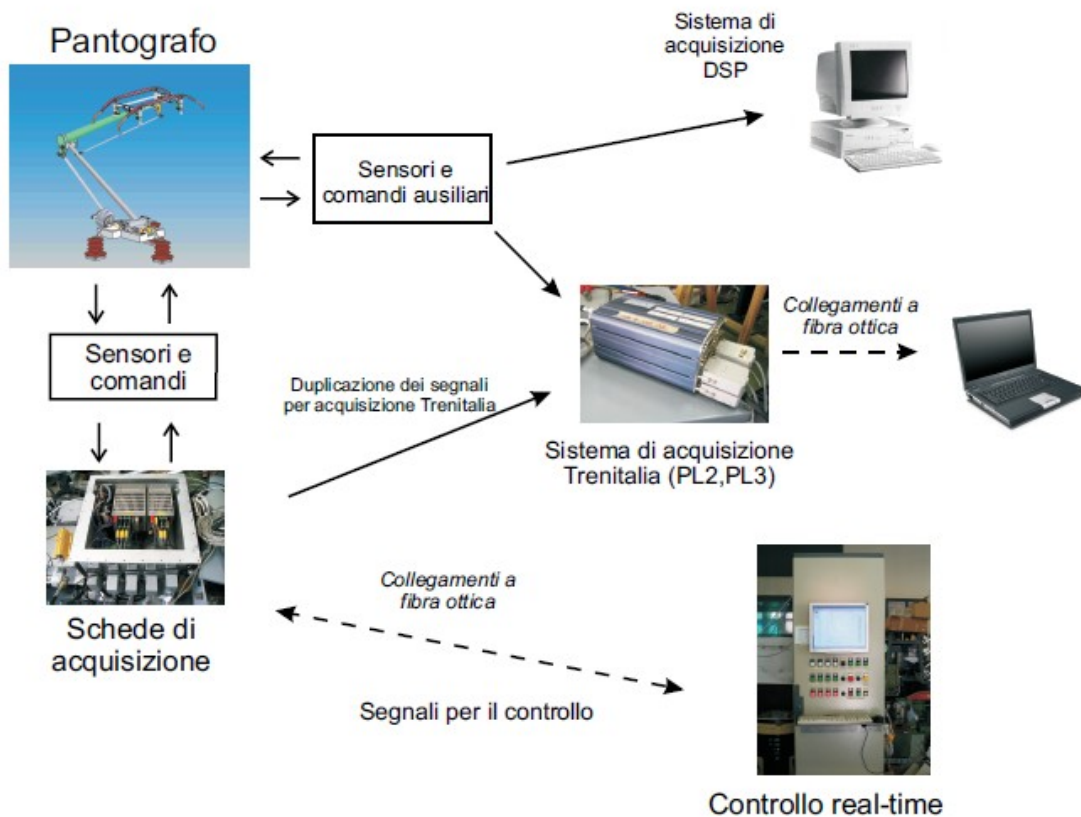


Figura 18: Schema complessivo della catena di acquisizione

## 2.6 Elaborazione, controllo ed interfaccia software

L'elaborazione ed il ruolo computazionale necessari durante il funzionamento in real-time sono comunque affidate al processore del PC. Gli schemi a blocchi, realizzati in ambiente Matlab/Simulink<sup>TM</sup>, vengono compilati ed eseguiti durante il real-time attraverso un apposito processo *Z32.dll* ad altissima priorità, che si occupa della gestione dello scambio dei dati con il modulo ottico Z32. L'utente gestisce e visualizza parte dei segnali tramite un'interfaccia implementata in Visual C da Scienza Machinale (Figura 19).

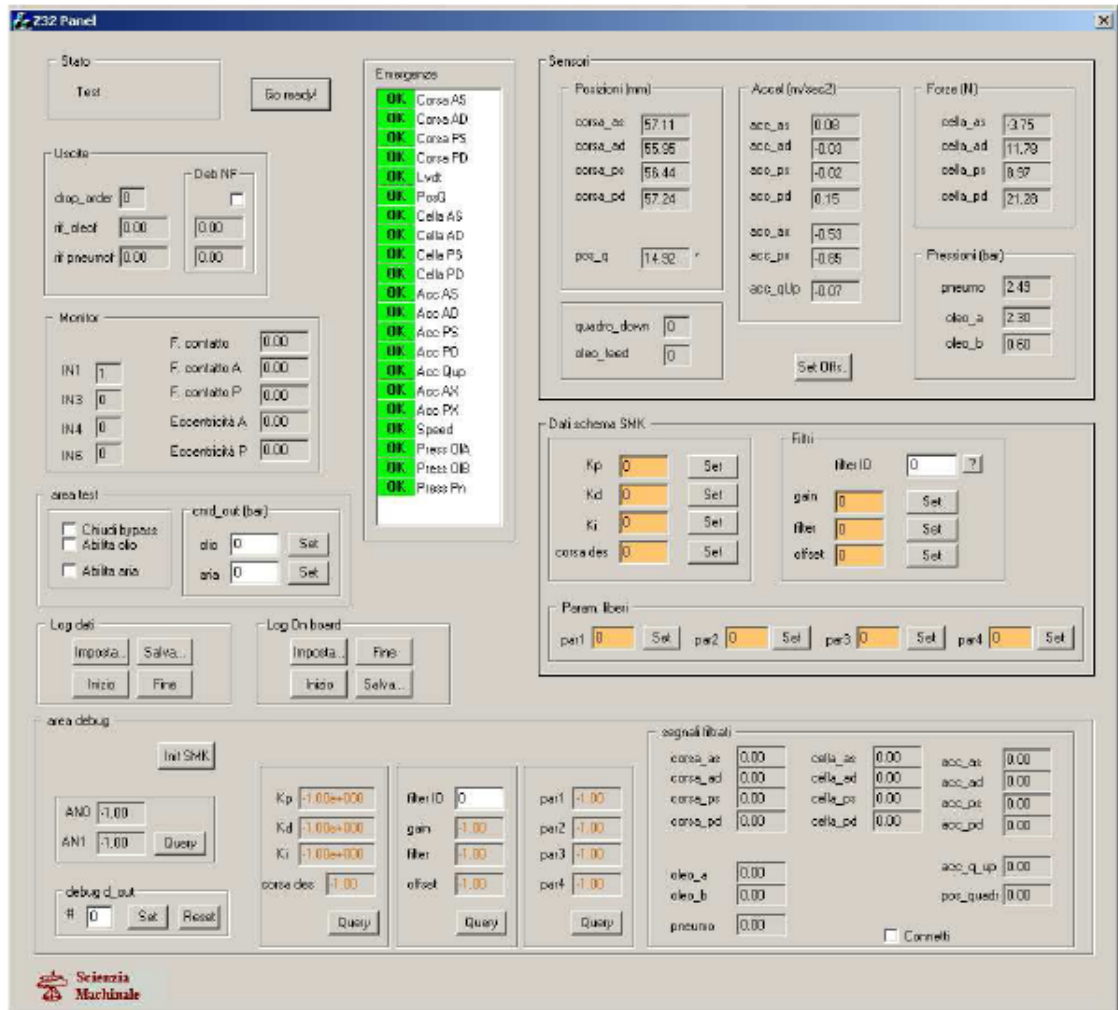


Figura 19: Interfaccia grafica di controllo e analisi del T2006

Per garantire l'esecuzione real-time dell'intero sistema di controllo è presente una apposita scheda watchdog che, tramite lo scambio di un segnale analogico, verifica i tempi di esecuzione dei task del PC, e nel caso in cui questi non rientrino nelle specifiche richieste interrompe l'esecuzione del processo fornendo un segnale di errore.

### **3 Sistema di controllo**

Come primo intervento sul sistema di controllo è stato necessario caratterizzare, tramite una serie di prove ed analisi specifiche, la meccanica e le prestazioni del pantografo. Nel corso di queste prove, effettuate con un'apparecchiatura opportunamente realizzata, è stato possibile validare le caratteristiche del prototipo in base alle specifiche concordate tra Trenitalia ed UNIFI riguardanti il collaudo preliminare. Inoltre è stato possibile evidenziare una serie di difetti ed inadeguatezze meccaniche che hanno portato, in collaborazione con Scienza Machinale, a predisporre interventi strutturali di miglioramento del prototipo.

Si è infine provveduto a realizzare un modello matematico del T2006 su cui andare a validare e tarare i sistemi di controllo proposti riducendo quindi i tempi di attrezzaggio ed i pericoli connessi all'utilizzo di guadagni totalmente sbagliati. Grazie a questo modello è stato possibile ridurre il numero di controlli da analizzare ad un numero ristretto che quindi sono stati successivamente validati sul prototipo reale.

#### **3.1 Apparecchiatura di prova**

Le prove effettuate hanno richiesto l'uso di un'apparecchiatura realizzata appositamente e composta da un motore brushless Moog G424 (2,3 [kW]), opportunamente ancorato ad una struttura metallica di supporto, posizionata sotto la testa del pantografo, e vincolata al telaio. Tramite un cavo in acciaio avvolto attorno all'asse del motore, grazie ad un tamburo opportunamente sagomato, si muove un'asta metallica, appoggiata sugli striscianti e quindi si emula lo spostamento imposto dalla catenaria (Figura 20). Sul filo è inserita una cella di carico per misurare la forza scambiata tra motore ed archetti.

L'asta di metallo è stata scelta sufficientemente rigida in modo tale che la sua dinamica flessionale sia trascurabile rispetto a quella del pantografo e che quindi non aggiunga modi propri al sistema.

Il motore ha incorporato un encoder incrementale montato sull'asse, con risoluzione di 4096 impulsi per giro, che permette di misurare la rotazione dell'albero e quindi, conoscendo il raggio, lo spostamento imposto alla testa del pan-

tografo tramite il cavo. Il segnale encoder ed il comando motore sono entrambi gestiti direttamente dalla scheda Dsp DSpace 1102, che fornisce il riferimento analogico per controllare l'azionamento digitale del motore. I segnali delle celle di carico e degli accelerometri addizionali usati durante le prove necessitano invece di pre-amplificazione, ottenuta tramite un banco HBM ME-10.

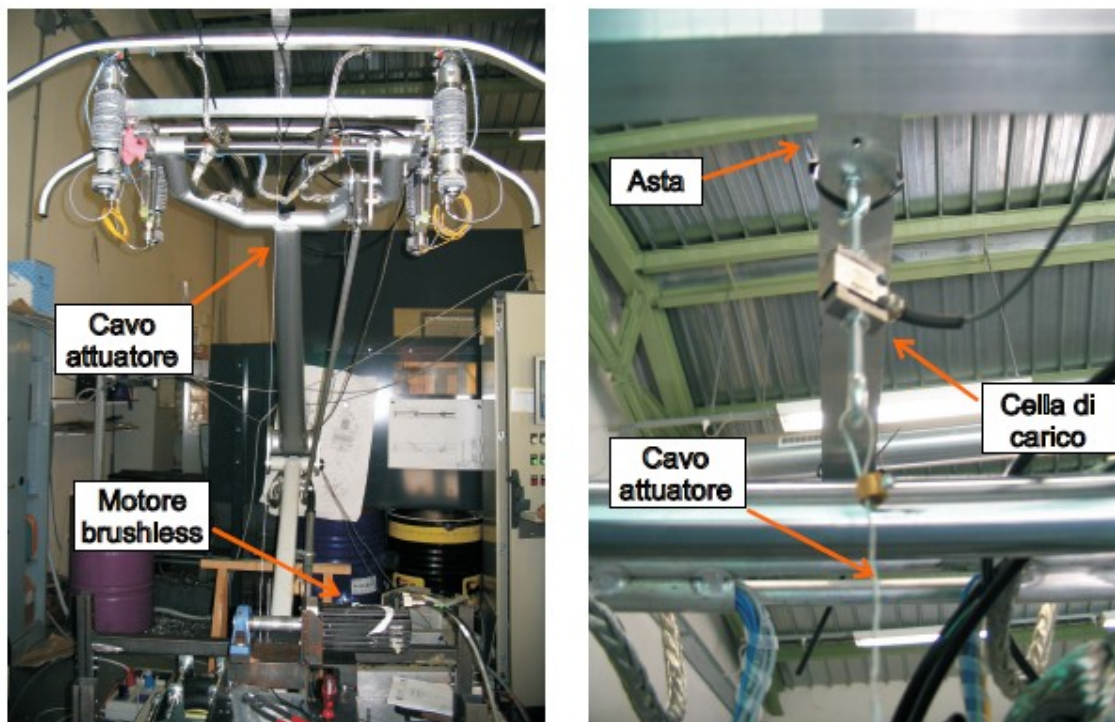


Figura 20: Particolari del sistema di attuazione

I dati vengono processati dal software Control Desk, che ne permette la visualizzazione e l'elaborazione in tempo reale. Inoltre Control Desk, grazie alla completa compatibilità con Matlab/Simulink permette di realizzare degli schemi di controllo a blocchi in questo ambiente di sviluppo, compilarli, ed eseguirli in real-time tramite un'interfaccia realizzabile appositamente per ogni singolo esperimento, includendo quindi i comandi e la visualizzazione dei dati più opportuni nonché il salvataggio dei dati.

### 3.2 Calcolo della massa apparente

Un indice utilizzato per valutare la mobilità e la cedevolezza dei pantografi è quello di identificare l'inerzia equivalente del sistema. Questo indice, denominato massa apparente, è richiesto dalla normativa e deve essere inferiore di un determinato valore limite ( $40\text{ kg}$ ). Questo perché ad una minore massa apparente corrispondono minori forze necessarie per imporre spostamenti al sistema

e dunque in generale un comportamento dinamico del sistema pantografo-catenaria migliore.

La prova consiste nel sollecitare la testa degli archetti con forze sinusoidali  $F$  acquisendo contemporaneamente le accelerazioni  $a$ ; attraverso queste due grandezze si ricava la massa equivalente come:

$$M_a = \frac{F}{a} \quad (2)$$

Il valore viene poi valutato al variare della frequenza della forzante ottenendo così una “mappatura” della cedevolezza del pantografo.

Le modalità di esecuzione della prova sono descritte nei seguenti passi:

- si solleva il pantografo, con l'attuatore pneumatico, in modo da fornire al sistema un precarico statico di circa 100 [N]. Mantenendo l'attuatore oleodinamico disabilitato;
- tramite il sistema di attuazione esterna composto dal motore, dal cavo e dall'asta metallica, si sollecitano gli archetti con forze sinusoidali, di ampiezza picco-picco non inferiore a 60 [N], e frequenze tra 0,5 e 20 [Hz], incrementate con passo di 0,5 [Hz]. Per ciascuna frequenza si permane un numero di secondi sufficiente per l'analisi. In queste prove il motore viene comandato in anello aperto, e l'asta metallica è posizionata, al centro degli archetti, in posizione simmetrica. Si acquisiscono i segnali provenienti dalla cella di carico posizionata tra il filo e l'asta e dal accelerometro addizionale montato al centro della barra;
- i segnali nel tempo così ottenuti vengono processati da un algoritmo appositamente implementato, che si occupa di individuare le varie frequenze, di effettuare la trasformata di Fourier per ogni intervallo con finestre variabili e di effettuare una media delle ampiezze ottenute;
- si effettua infine il rapporto dei due segnali, riportati nel dominio della frequenza, sottraendo, precedentemente, il contributo dell'accelerazione dovuto alla massa della barra (che di fatto è interposta tra il punto di misura delle forze e delle accelerazioni), ottenendo così l'andamento per punti della massa equivalente alle varie frequenze.

Per fare questo la barra è stata pesata accuratamente prima dell'esperimento, risultando di 1,3 [kg].

Ripetendo la prova più volte e volendo velocizzare la fase di analisi dei dati si è proceduto ad automatizzare la procedura tramite un algoritmo in ambiente MATLAB. In particolare si sono eseguite le seguenti fasi:

- si rimuove il valor medio dai segnali, ininfluente per l'analisi in frequenza;
- si esegue la trasformata di Fourier dell'intero segnale suddividendolo in apposite finestre temporali (8 secondi per frequenze fino a 2 [Hz] e 4 secondi per frequenze maggiori);
- si individua il valore massimo della trasformata di Fourier per ogni finestra analizzata eliminando gli elementi non coerenti o superiori ai 20 [Hz], dovuti alla commutazione tra le frequenze o al rumore;
- per ogni indice di frequenza compresi tra 0,5 e 20 [Hz] si effettua una media dei valori e si riportano i risultati così ottenuti in un grafico da cui viene eliminato il contributo dovuto all'asta di attuazione;

Grazie a questa analisi è stato possibile valutare la bontà del pantografo e soprattutto sono risultate evidenti le migliorie introdotte dalle modifiche meccaniche approntate per la riduzione dei giochi e degli attriti presenti sui giunti del sistema meccanico ed in particolare sulle guide dei potenziometri.

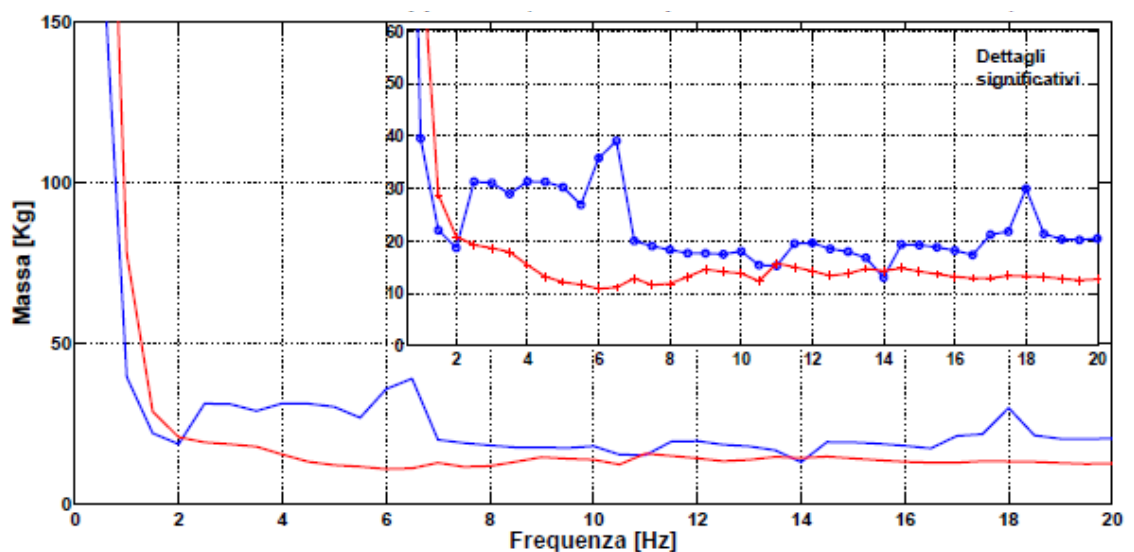


Figura 21: Andamento della massa apparente del sistema prima (blu) e dopo (rosso) gli interventi correttivi sulla struttura meccanica

Il miglioramento ottenuto, evidenziato in Figura 21, risulta evidente: il nuovo sistema presenta una inerzia notevolmente ridotta, ed una massa equivalente che si mantiene sempre inferiore a  $20 [kg]$  per tutte le frequenze superiori a  $2 [Hz]$ . Come si può osservare dai risultati la specifica di Trenitalia, che impone un valore massimo di  $40 [kg]$  per la massa apparente dei pantografi, risultata ampiamente soddisfatta a meno di frequenze particolarmente basse. Questi comportamenti sono imputabili al fatto che, per basse frequenze, il pantografo ha un'accelerazione molto bassa che quindi viene mascherata dal rumore presente sul canale acquisito (Figura 22).

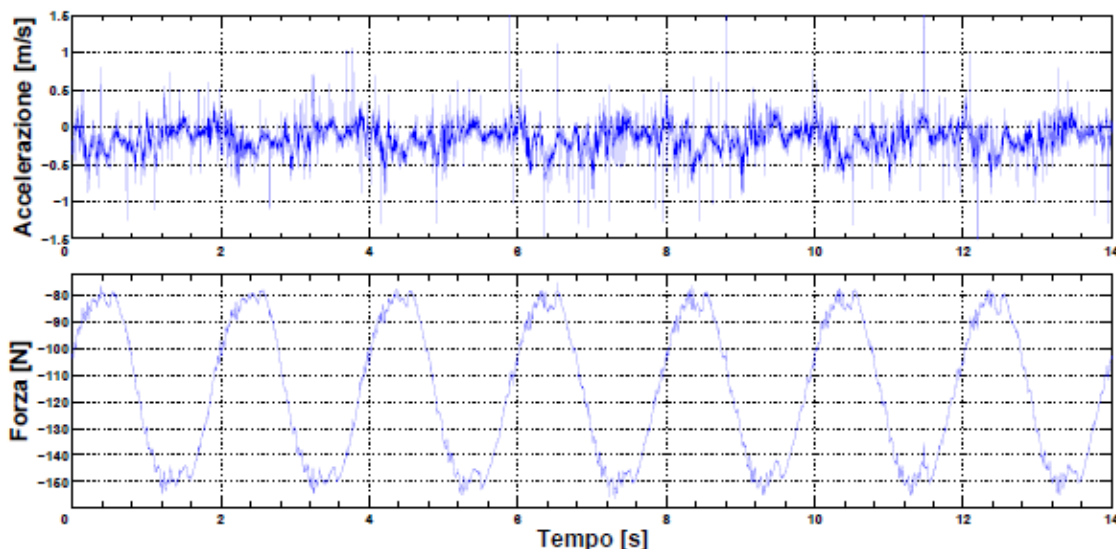


Figura 22: Andamento della forza e dell'accelerazione nella prova a 0,5 Hz

### 3.3 Modello matematico del T2006

Un pantografo ferroviario, e quindi anche il T2006, ha una struttura meccanica dinamicamente complessa. Sono infatti presenti, oltre alle elasticità introdotte dalle sospensioni degli archetti, i moti naturali del quadro inferiore e della testa inoltre, a causa delle elevate forze e dimensioni dell'intera struttura non potranno essere trascurate né le elasticità intrinseche degli elementi che normalmente sono considerati rigidi né le dinamiche e le non linearità introdotte dai sistemi di attuazione. Si è quindi deciso di ricorrere ad un modello semplificato che approssimasse nel miglior modo possibile il comportamento reale del sistema [ 16].

Un modo efficace per descrivere il sistema pantografo, ampiamente utilizzato in letteratura, è quello di utilizzare un modello lineare composto da un sistema massa, molla, smorzatore a due gradi di libertà (Figura 23).

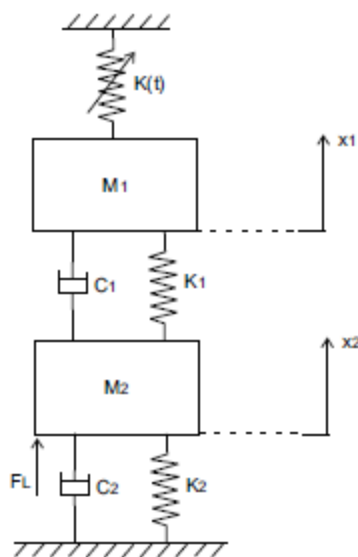


Figura 23: Modello matematico semplificato del pantografo T2006

Con questa modellazione è possibile simulare, con la massa inferiore, la dinamica più lenta del quadro di base mentre, con quella superiore, il comportamento degli archetti modellando di fatto i primi due modi del sistema meccanico. Utilizzando a riferimento la notazione utilizzata in Figura 23 si hanno i seguenti componenti:

- $M_1$  = massa della testa [kg]
- $M_2$  = massa del quadro inferiore [kg]
- $K_1$  = coefficiente di elasticità delle sospensioni  $\left[\frac{N}{m}\right]$
- $K_2$  = coefficiente di elasticità del quadro  $\left[\frac{N}{m}\right]$
- $C_1$  = coefficiente di smorzamento superiore  $\left[\frac{N \cdot s}{m}\right]$
- $C_2$  = coefficiente di smorzamento inferiore  $\left[\frac{N \cdot s}{m}\right]$
- $F_C$  = forza scambiata con la catenaria [N]
- $F_L$  = forza impressa dagli attuatori [N]

Dovendo valutare la forza scambiata dal pantografo con la catenaria si è deciso di utilizzare una forza  $F_C$  proporzionale allo spostamento effettuato dalla massa sospesa  $M_1$  tramite un coefficiente di elasticità fittizio  $K(t)$  ( 3 ). Con questo espediente è possibile implementare una variazione di  $K(t)$  dipendente dalla



posizione del pantografo all'interno della campata (assunta di lunghezza  $L$ ) e dalla velocità del treno ( $V$ ).

$$K(t) = K_0 \left[ 1 + \alpha \cos\left(\frac{2\pi V}{L}t\right) \right] \quad (3)$$

Dove con  $\alpha$  indichiamo la variazione di elasticità in una campata:

$$\alpha = \frac{K_{max} - K_{min}}{K_{max} + K_{min}} \quad (4)$$

Esprimendo il modello sotto forma di equazioni differenziali, si ottengono le seguenti espressioni:

$$M_1 \ddot{x}_1 + C_1 (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + K_1 (x_1 - x_2) + F_c = 0 \quad (5)$$

$$M_2 \ddot{x}_2 + C_1 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + C_2 \dot{x}_2 + K_1 (x_2 - x_1) + K_2 x_2 = F_L \quad (6)$$

Per l'implementazione del modello si è fatto uso del software Matlab/Simulink™ (Figura 24: Modello matematico del pantografo).

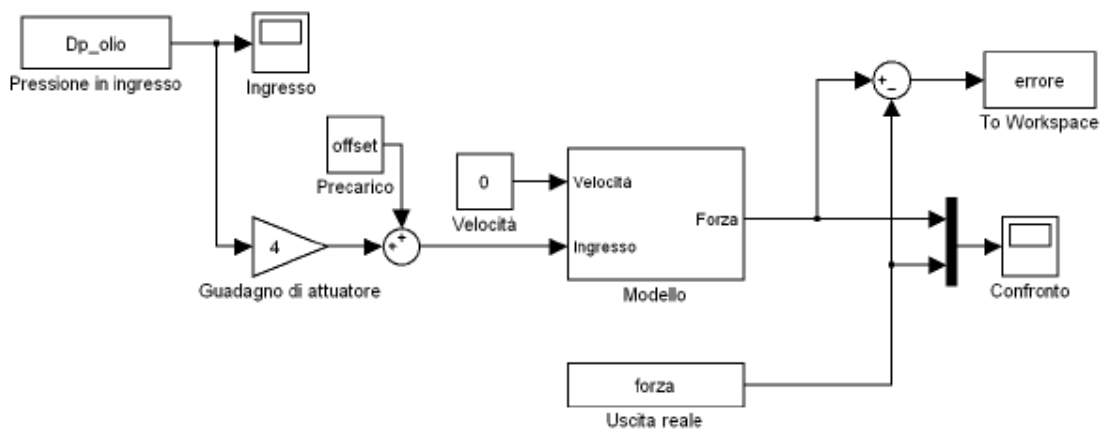


Figura 24: Modello matematico del pantografo

Poiché il modello lineare implementato assume che il comando in ingresso al sistema sia fornito in termini di forza ( $F_L$ ), è opportuno inserire nello schema a blocchi un guadagno di attuatore che trasformi il segnale in pressione dell'attuatore oleodinamico in una forza equivalente. Questo parametro è stato individuato sperimentalmente pari a  $4 \left[ \frac{N}{bar} \right]$  e corrisponde al guadagno statico del sistema.

Il modello così realizzato si concentra principalmente sulla descrizione della parte meccanica, supponendo trascurabile, in quanto estremamente più rapida, la dinamica dell'attuatore oleodinamico. La funzione di trasferimento ricavata descrive il sistema che ha come ingresso la pressione effettuata dal cilindro, e come uscita il valore di forza impresso dagli archetti sulla catenaria.

Dopo poche simulazioni è emersa l'incapacità dal parte del modello matematico di riprodurre in maniera fedele il comportamento del prototipo. Si è quindi deciso di inserire delle non linearità nei collegamenti fra  $M_1$  ed il terreno e fra  $M_1$  ed  $M_2$ ; in particolare si è utilizzato il modello per l'attrito di Bouc-Wen, largamente utilizzato in letteratura, con il quale si è cercato di riprodurre le caratteristiche non lineari dei due sottosistemi.

Bouc-Wen introduce un modello dinamico che riproduce il comportamento di isteresi e di saturazione caratteristici dell'attrito dei giunti meccanici. La struttura del modello è descritta dalle seguenti espressioni.

$$F(t) = z(t)u \quad (7)$$

$$\dot{z} = -\gamma|\dot{x}||z|^{(n-1)}z - \beta\dot{x}|z|^n + A\dot{x} \quad (8)$$

Dove:

- $x$  è lo spostamento del giunto;
- $F(t)$  la forza trasmessa;
- $\beta, \gamma, n$  determinano la forma dell'isteresi;
- $A$  ampiezza dell'isteresi;
- $u$  guadagno di attrito;

Differenti combinazioni dei parametri comportano differenti configurazioni dell'anello di isteresi ottenuto: in Figura 25 si mostrano, per esempio, alcune delle curve realizzabili mantenendo  $n = 1$  e variando  $\beta$  e  $\gamma$ .

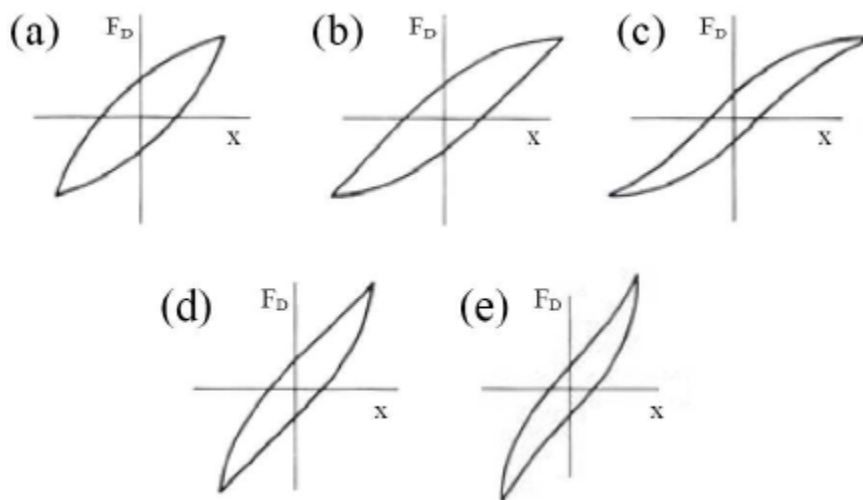


Figura 25: Curve di isteresi ottenibili al variare di  $\beta$  e  $\gamma$

Dove:

- $\beta + \gamma > 0 \cup \beta - \gamma < 0$  (a);
- $\beta + \gamma > 0 \cup \beta - \gamma = 0$  (b);
- $\beta + \gamma > \beta - \gamma > 0$  (c);
- $\beta + \gamma = 0 \cup \beta - \gamma < 0$  (d);
- $\beta - \gamma < \beta + \gamma < 0$  (e);

Sono stati quindi realizzati due blocchi nel modello Simulink che implementano il modello di Bouc-Wen, e sono stati introdotti in parallelo ai parametri di rigidità  $K_1$  e  $K_2$  nel modello del sistema per tenere conto degli attriti presenti nei due stadi di sospensione.

Per determinare il valore ottimale dei parametri del modello si sono utilizzati algoritmi di minimizzazione non lineare utilizzando dati reali ottenuti da prove sul pantografo reale con sollecitazioni a  $0,5 - 1 - 1,5 [Hz]$  (range di ottimizzazione del sistema di controllo). A causa della presenza di un elevato numero di parametri da ottimizzare (considerando sia il modello lineare che l'attrito di Bouc-Wen), e per la rumorosità della superficie di errore, si sono ripetute numerose prove di ottimizzazione, variando i punti di inizializzazione dei parametri ed inserendo dei vincoli sui valori permessi in modo che l'ottimizzatore non rischiasse di cadere in minimi locali molto distanti dai valori fisici. I parametri ottenuti sono riportati in Tabella 1.

$M_1$	4,48	[kg]	$K_0$	22836,54	$\left[\frac{N}{m}\right]$	$\beta_2$	342,19	
$M_2$	37,39	[kg]	$u_1$	548,60	$\left[\frac{N}{m}\right]$	$\gamma_1$	0,12	
$K_1$	2158,27	$\left[\frac{N}{m}\right]$	$u_2$	3220,42	$\left[\frac{N}{m}\right]$	$\gamma_2$	0	
$K_2$	187,55	$\left[\frac{N}{m}\right]$	$A_1$	2,07		$n$	1	
$C_1$	59,92	$\left[\frac{N s}{m}\right]$	$A_2$	4,49				
$C_2$	5,06	$\left[\frac{N s}{m}\right]$	$\beta_1$	391,01				

Tabella 1: Parametri del modello matematico

Il modello così creato riesce a simulare in maniera abbastanza fedele, nel range in cui è stato identificato ( $0,5 - 2 [Hz]$ ), il comportamento del prototipo

reale in particolare in Figura 26 si riporta il confronto i risultati della prova di massa apparente eseguita sul T2006 e sul prototipo virtuale.

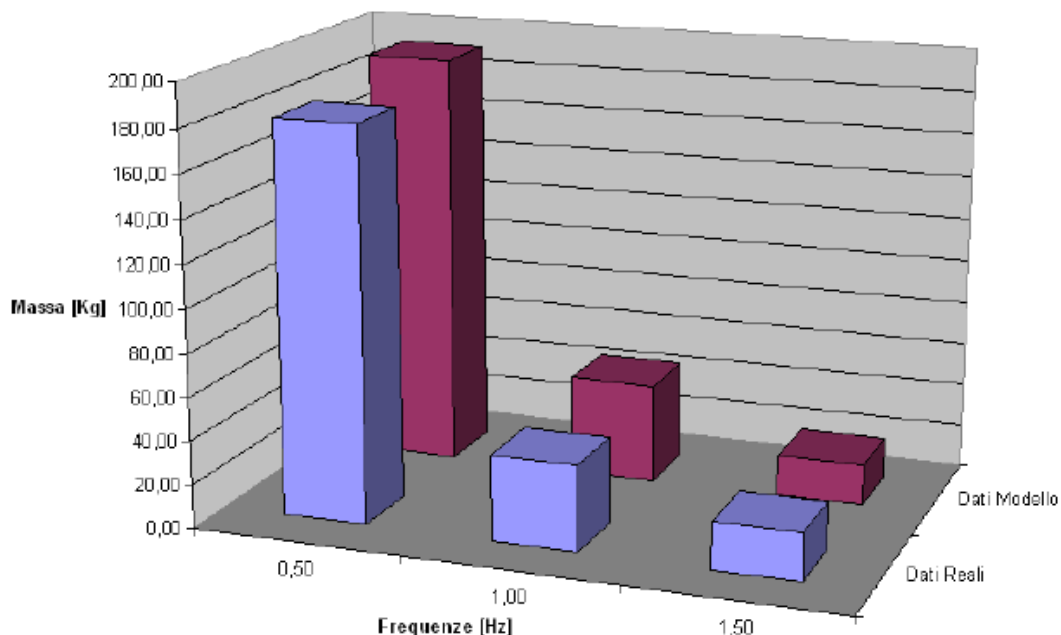


Figura 26: Confronto fra massa apparente del T2006 e del modello virtuale

### 3.4 T2006 passivo

Per avere dei parametri di riscontro delle prestazioni del sistema di controllo che si vuole implementare si sono eseguite una serie di misure di pressione, sull'attuatore oleodinamico, e di forze di contatto, sugli archetti, disabilitando l'attuatore oleodinamico ed aprendo la valvola di by-pass fra le due camere. In questa modalità il pantografo T2006 risulta essere uguale a quelli passivi. Si fornisce quindi un precarico costante al sistema tramite l'attuatore pneumatico introducendo contemporaneamente delle forzanti in posizione sugli archetti di frequenza ed ampiezza come da Tabella 2.

Prova	Frequenza	Ampiezza
1	0,5 [Hz]	5 [cm]
2	1 [Hz]	5 [cm]
3	1,5 [Hz]	2 [cm]

Tabella 2: Frequenza ed ampiezza delle forzanti usate nelle prove

Questi valori sono stati scelti in quanto, considerando la lunghezza di campana standard della catenaria, rappresentano le sollecitazioni maggiori, in ter-

mini di ampiezza, a cui è sottoposto il pantografo quando lavora rispettivamente alle velocità di  $108 - 216 - 324 \left[ \frac{Km}{h} \right]$ .

Volendo quindi applicare sugli archetti una forza sinusoidale, con valor medio pari al precarico statico e di frequenza ed ampiezza desiderata, è stato utilizzato nuovamente il sistema di attuazione a cavo, azionato dal motore brushless, illustrato precedentemente per il calcolo della massa apparente. Per simulare lo spostamento imposto che la catenaria impone agli striscianti del pantografo è stato implementato un anello di controllo in posizione.

Il sistema di controllo del motore, riportato in Figura 27, è stato realizzato tramite un regolatore PI i cui guadagni sono stati tarati in modo tale da reiettare gli offset di posizione costanti (contributo integrale) e da fornire una sufficiente rigidità (test a spostamento imposto).

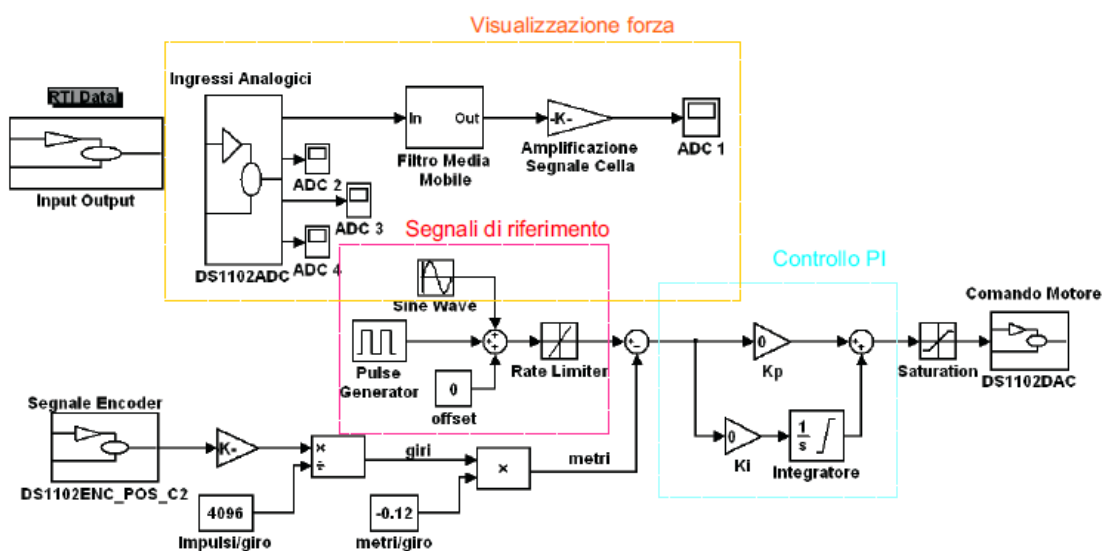


Figura 27: Schema simulink del controllo del motore e della visualizzazione dei dati

Come si può facilmente vedere in Figura 27 il sistema di controllo è stato impostato in maniera da poter movimentare il pantografo con un andamento sinusoidale o ad onda quadra di frequenza variabile inoltre, tramite il termine di offset, è possibile contrastare il precarico fornito dall'attuatore pneumatico. I parametri di guadagno sono gestibili on-line da interfaccia utente ma, per definire uno standard di prova il più possibile costante, sono stati fissati a  $K_I = 0,4$  e  $K_P = 10$  durante tutte le prove.

Utilizzando questo set-up di prova è stato possibile ottenere una serie di dati che sono serviti da riferimento per valutare le prestazioni dei sistemi di controllo ipotizzati e sperimentati. In particolare è stato possibile acquisire i valori di

pressione tra le camere dell'attuatore oleodinamico (Figura 28) e la forza che gli striscianti scambiano con la catenaria (Figura 29).

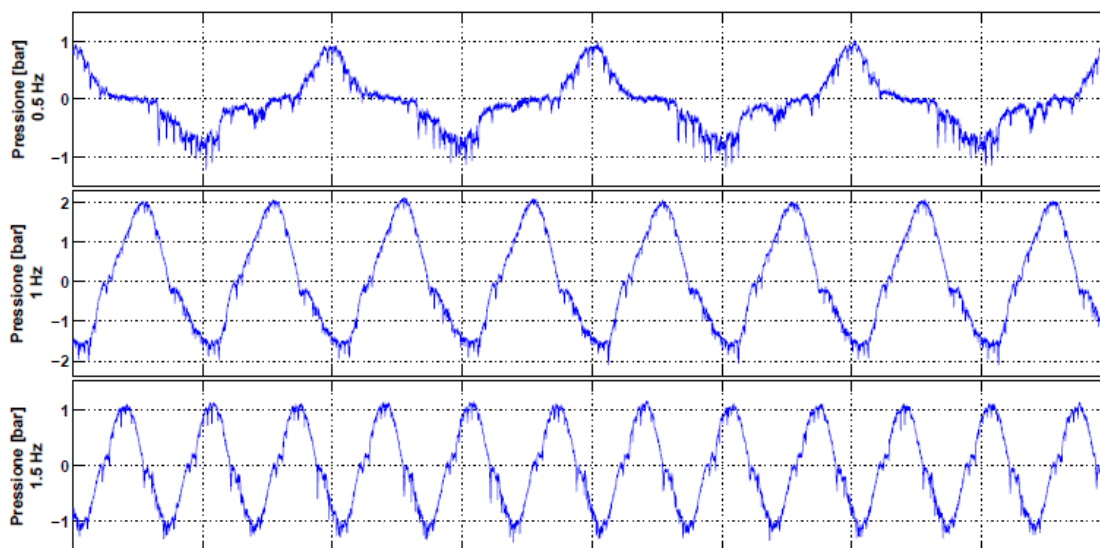


Figura 28: Pressione nelle camere dell'attuatore oleodinamico nel corso delle prove passive

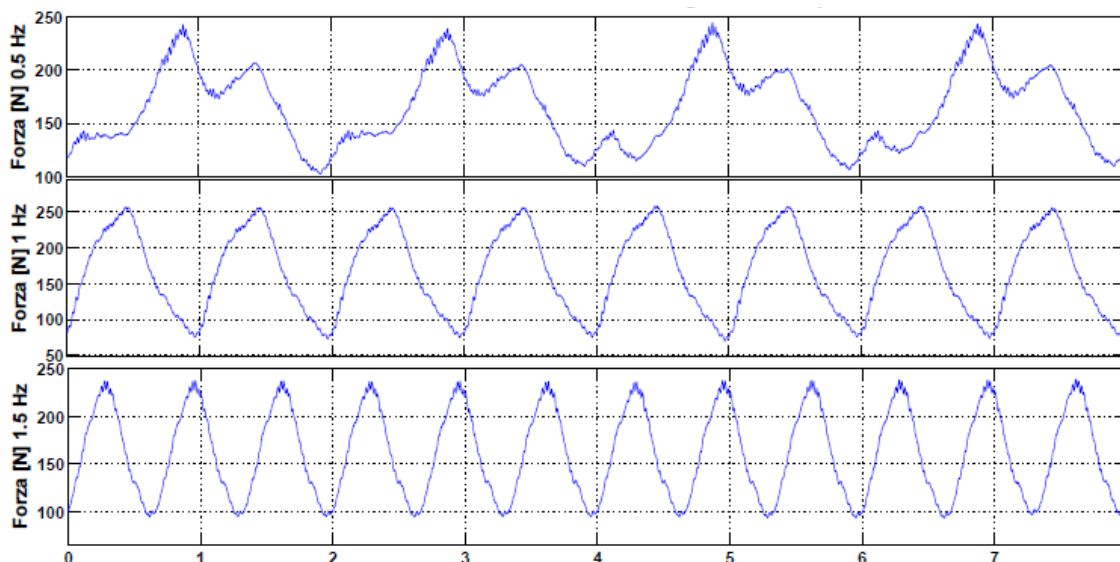


Figura 29: Forza di contatto sugli striscianti nel corso delle prove passive

### 3.5 Sistema di controllo

Dopo aver preso confidenza con il sistema tramite le prove di collaudo, e dopo la realizzazione di un modello matematico che caratterizzasse il prototipo, si è passati allo studio del sistema di controllo. Chiaramente il controllo attivo introdotto dovrà garantire prestazioni superiori a quelle offerte dal sistema passivo, pur mantenendo il sistema in condizioni di lavoro sicure.

Volendo quindi garantire un'elevata sicurezza in tutte le condizioni di lavoro possibili e, contemporaneamente creare un sistema di controllo facilmente adattabile in seguito ad eventuali modifiche della struttura meccanica del pantografo, si è deciso di ricorrere ad algoritmi di controllo semplici andando inoltre a privilegiare un basso costo computazionale dell'algoritmo. Si è inoltre studiata l'influenza dei sensori utilizzati in modo da individuare quali siano i segnali maggiormente utili, e quali sensori debbano essere mantenuti in futuri sviluppi.

Lo schema di controllo proposto (Figura 30) è stato strutturato su due anelli in retroazione annidati:

- un anello interno che permette di regolare la pressione esercitata dall'attuatore oleodinamico;
- un anello esterno che, retroazionando le grandezze legate al moto della testa del pantografo, fornisce un riferimento in pressione all'anello interno in modo da minimizzare la forza applicata dagli archetti.

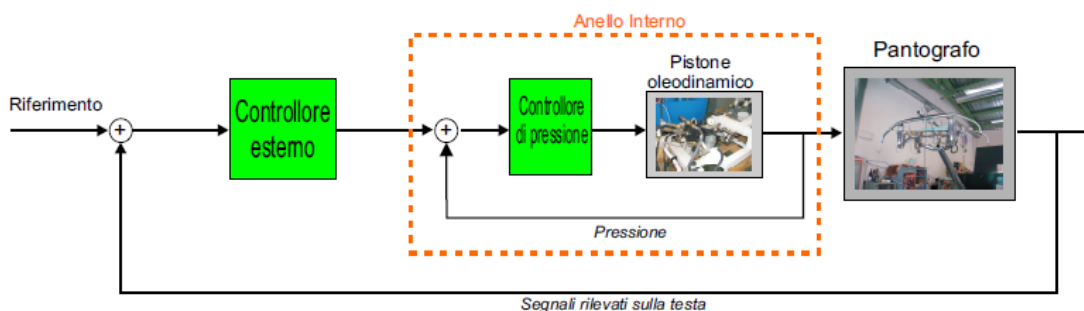


Figura 30: Struttura del sistema di controllo del pantografo

### 3.5.1 Anello di pressione

Il primo obiettivo è stato quindi quello di implementare un anello interno stabile ed affidabile per la regolazione della pressione sul quale basarsi per la realizzazione del controllo esterno della forza. Le prestazioni di questo primo anello risultano particolarmente critiche in quanto vincolano direttamente anche le prestazioni massime che potrà raggiungere l'anello esterno. Si è quindi cercato di realizzare un controllo che fosse in grado di annullare, quanto più possibile, il disturbo esterno, dovuto allo spostamento della catenaria, mantenendo quindi una pressione costante nel cilindro.

Un primo tentativo di controllo del sistema è stato effettuato tramite un semplice regolatore PID, i cui parametri sono stati determinati attraverso prove iterative sperimentali.

Un intervento risultato necessario, dopo le prime prove, è stato quello di ridurre la pressione del circuito di alimentazione del pistone pneumatico da 100 a 50 *bar*. Si è constatato infatti come una pressione troppo elevata favorisse comportamenti di chattering attorno alla posizione di equilibrio della valvola.

I primi tentativi di individuazione dei guadagni appropriati per il controllo hanno portato a rilevare comportamenti non lineari molto marcati sia in funzione del punto di lavoro che dell'ampiezza delle oscillazioni. In particolare si sono evidenziati problemi di chattering e di altre oscillazioni legate all'interazione tra i modi di vibrare dell'attuatore e quelli della struttura meccanica controllata.

I primi risultati di controllo conseguiti hanno quindi portato alle seguenti conclusioni:

- non è stato possibile introdurre un termine derivativo nel PID, per le notevoli vibrazioni che questo introduce a causa del rumore sul sistema durante il controllo. Sono stati effettuati tentativi di filtraggio del segnale per rimuovere i contributi del rumore, ed approcci che applicano il termine derivativo all'uscita del sistema piuttosto che all'errore, in modo da eseguire la derivata su variazioni più gradualmente. Nessuna di queste soluzioni ha portato a risultati soddisfacenti, si è perciò preferito rimuovere il termine derivativo dal controllo;
- il guadagno integrale si è rivelato utile per reiettare gli errori costanti.

In definitiva non è stato possibile incrementare sufficientemente i guadagni del PID a causa della nascita di forti vibrazioni che si venivano ad creare sulla struttura, ottenendo quindi prestazioni di anello globalmente scadenti.

Per rimediare a questa situazione si è deciso di effettuare un gain-scheduling del guadagno proporzionale in funzione dell' ampiezza dell'errore in ingresso. Così facendo si è generato un controllo meno incidente per piccole oscillazioni, e più deciso per oscillazioni di ampiezza maggiore. Il gain-scheduling è stato realizzato come sovrapposizione di spezzate, ed implementato tramite look-up table (Figura 31). Questa soluzione, più flessibile rispetto al semplice controllo PID, si è rivelata fin da subito vantaggiosa ed ha permesso di incrementare notevolmente i guadagni senza dare luogo, dato il comando relativamente basso per piccoli errori di pressione, a vibrazioni eccessive.



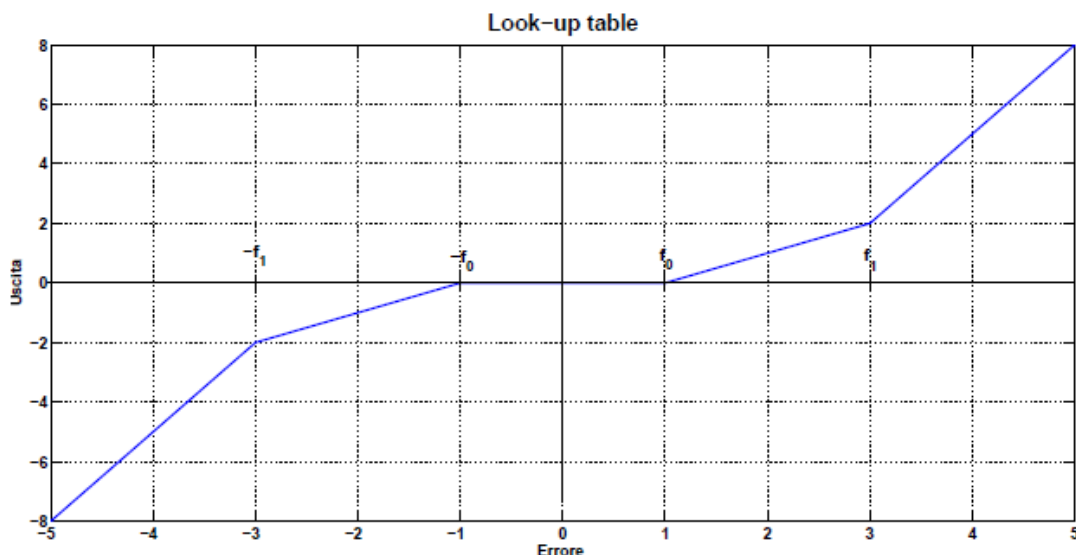


Figura 31: Andamento del guadagno proporzionale nell'approccio Gain-Scheduling

Una metodica serie di prove è stata effettuata al fine di individuare il migliori valori da applicare ai guadagni ed all'ampiezza delle fasce ed infine si è verificato che la soluzione più performante, tra quelle sperimentate, è costituita da tre regioni di guadagni simmetrici rispetto allo 0:

- una zona morta interna, quindi con guadagno nullo, compresa tra 0 e 0,5 [bar] di errore assoluto che permette di eliminare le vibrazioni dovute al chattering dell'attuatore ed al rumore;
- una zona intermedia tra 0,5 e 2 [bar], sempre in termini assoluti, con guadagno  $K_p = 0,1$ ;
- una fascia esterna per errori assoluti maggiori di 2 [bar], con guadagno  $K_p = 0,2$ ;

Contemporaneamente il valore del guadagno integrale è stato tenuto costante al valore di 0,05, in modo tale da consentire il raggiungimento esatto del valore a regime, senza tuttavia generare sovraelongazioni nella risposta.

Così facendo si ottiene un netto miglioramento sul disturbo in pressione come visibile dalle seguenti figure in cui si confronta un PI (Figura 32), con  $K_p = 0,25$  e  $K_I = 0,01$ , ed il modello gain-scheduling (Figura 33) precedentemente illustrato.

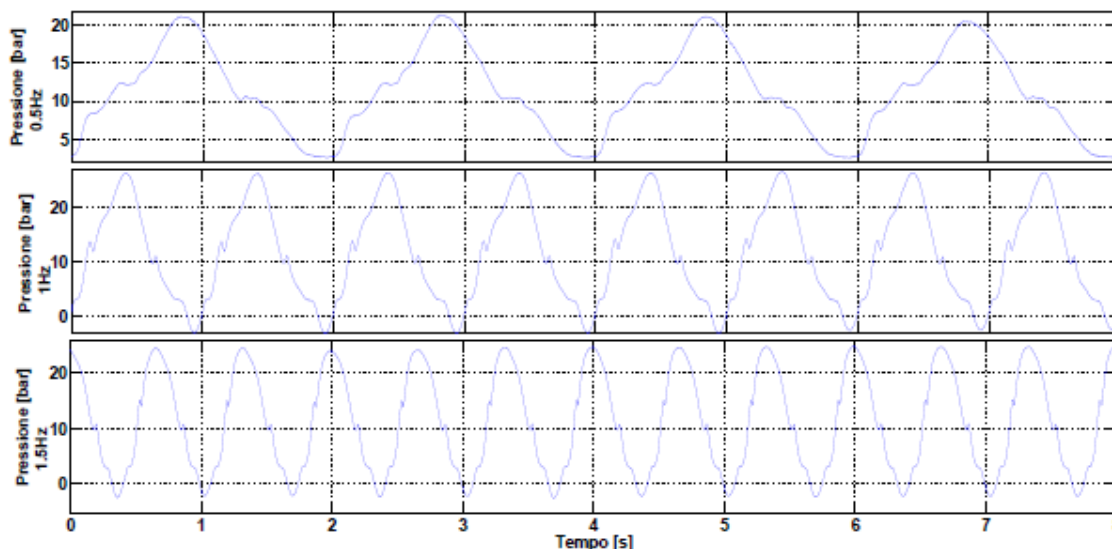


Figura 32: Andamento della pressione con controllo PI con  $K_p = 0,25$   $K_i = 0,01$

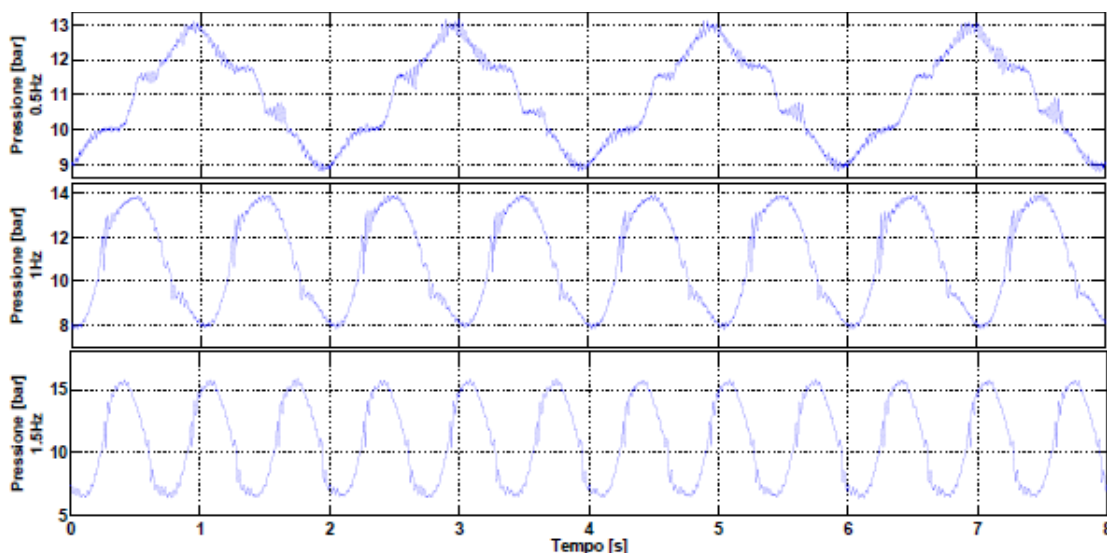


Figura 33: Controllo gain-scheduling

Volendo migliorare ancora le prestazioni dell’anello in pressione si sono studiate le equazioni che regolano il comportamento del sistema attuatore oleodinamico/valvola [ 17]-[ 18]-[ 19]. In particolare le equazioni che descrivono la portata di fluido nelle due camere del cilindro possono essere espresse come segue:

$$q_1 = \frac{dv_1}{dt} + h_{12}(p_1 - p_2) + \frac{v_1}{E_b} \frac{dp_1}{dt} = hx \sqrt{\frac{P - p_1}{\Delta p_n}} \quad (9)$$

$$q_2 = \frac{dv_2}{dt} + h_{12}(p_2 - p_1) + \frac{v_2}{E_b} \frac{dp_2}{dt} = hx \sqrt{\frac{p_2 - p_t}{\Delta p_n}} \quad (10)$$

dove:

- $q_1; q_2$  = portata nelle due camere  $\left[\frac{m^3}{s}\right]$ ;
- $v_1; v_2$  = volume delle camere  $[m^3]$ ;
- $h_{12}$  = coefficiente di trafileamento tra le camere  $\left[\frac{m^3}{s \text{ bar}}\right]$ ;
- $p_1; p_2$  = pressione nelle due camere  $[bar]$ ;
- $E_b$  = modulo di comprimibilità cubica del fluido  $\left[\frac{N}{m^2}\right]$ ;
- $x$  = Posizione della valvola a cassetto  $[m]$ ;
- $h$  = termine proporzionale tra posizione della valvola e portata  $\left[\frac{m^2}{s}\right]$ ;
- $P$  = pressione di alimentazione  $[bar]$ ;
- $p_t$  = pressione in uscita  $[bar]$ ;
- $\Delta p_n$  = salto di pressione nominale  $[bar]$ ;

La portata dipende dunque, in ordine, dalla variazione del volume, dal trafileamento delle guarnizioni, dall'elasticità dell'olio e dalla posizione del cassetto.

Linearizzando le equazioni ( 9 ) e ( 10 ) si ottengono le seguenti espressioni:

$$q_1 = \frac{dv_1}{dt} + h_{12}(p_1 - p_2) + \frac{v_1}{E_b} \frac{dp_1}{dt} = hx - h_p(p_1 - p_2) \quad (11)$$

$$q_2 = \frac{dv_2}{dt} + h_{12}(p_2 - p_1) + \frac{v_2}{E_b} \frac{dp_2}{dt} = -hx + h_p(p_1 - p_2) \quad (12)$$

Dove  $h_p$  è un termine che racchiude vari coefficienti tra cui il trafileamento della valvola. Contemporaneamente, modellando l'attuatore oleodinamico con una molla di elasticità  $k$ , una massa  $M$  ed uno smorzatore con fattore di smorzamento  $c$  ed andando ad indicare con  $A$  l'area del pistone e con  $y$  la posizione del cilindro. Il semplice sistema dinamico può essere descritto dall'equazione:

$$A(p_1 - p_2) = M \frac{d^2y}{dt^2} + c \frac{dy}{dt} + ky \quad (13)$$

Si fanno dunque le seguenti ipotesi:

- $p_0 = \frac{P+p_t}{2}$  : la pressione delle camere in condizioni statiche;
- $p_1 = p_0 + \Delta p$  ;  $p_2 = p_0 - \Delta p$  : la valvola è simmetrica.

Sostituendo tali relazioni nell'espressione ( 9 ), ma analogamente si può fare con la ( 10 ), si ottiene la seguente uguaglianza:

$$q_1 = \frac{A dy}{dt} + 2h_{12}\Delta p + \frac{v_0}{E_b} \frac{d\Delta p}{dt} = hx - 2h_p\Delta p \quad (14)$$

Applicando infine la trasformata di Laplace, si ricava finalmente la funzione di trasferimento che lega la variazione di pressione con la posizione della valvola e con la posizione del pistone.

$$\Delta p \left( 2h_{12} + 2h_p + s \frac{v_0}{E_b} \right) = -Asy + hx \rightarrow$$

$$\rightarrow \Delta p = \frac{-Asy + hx}{2h_{12} + 2h_p + s \frac{v_0}{E_b}} = \frac{hx}{2h_{12} + 2h_p + s \frac{v_0}{E_b}} - \frac{Asy}{2h_{12} + 2h_p + s \frac{v_0}{E_b}} \quad (15)$$

Dall'equazione ottenuta ( 15 ) si può vedere come la differenza di pressione tra le due camere dipenda da due termini, uno proporzionale alla posizione del cassetto ed uno proporzionale alla velocità del cilindro stesso. Si è quindi deciso di sfruttare, per il controllo delle pressioni, anche il segnale di velocità ricavandolo dall'encoder del quadro.

Osservando il segnale velocità si può vedere (Figura 34) come la bassa risoluzione dell'encoder utilizzato, riferita all'entità degli spostamenti effettuati dal quadro, dia origine ad un segnale non continuo.

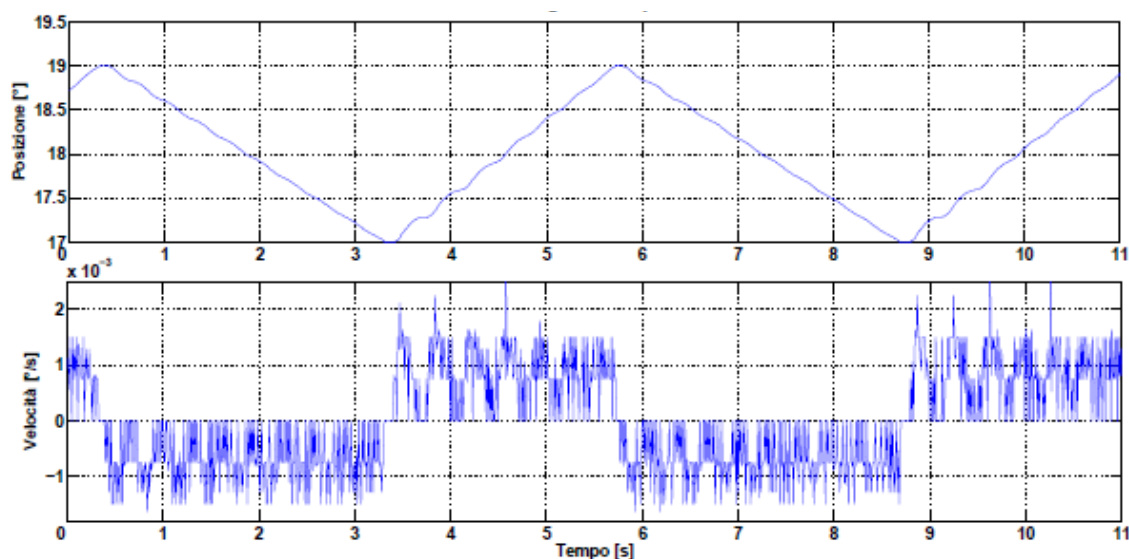


Figura 34: Segnali di posizione e velocità acquisiti dall'encoder di quadro

Nonostante questa forma particolarmente rumorosa del segnale di velocità il contributo introdotto risulta comunque vantaggioso per il controllo, aumentando il guadagno in corrispondenza di velocità elevate, e realizzando di fatto un segnale di tipo PDM (Pulse Density Modulation: modulazione basata su impulsi digitali ad ampiezza costante, la cui densità determina l'ampiezza del segnale ricreato). Per pulire il segnale sono stati approntati vari tipi di filtri; questi

approcci hanno tuttavia introdotto dei ritardi nel sistema, ed hanno diminuito il valore efficace del segnale, riducendone l'effetto sul controllo. Si è quindi preferito mantenere il segnale nella sua forma originale.

In Figura 35 si riporta l'andamento del segnale di pressione soggetto alle sollecitazioni a  $0,5 - 1 - 1,5 [Hz]$  prese ormai a riferimento.

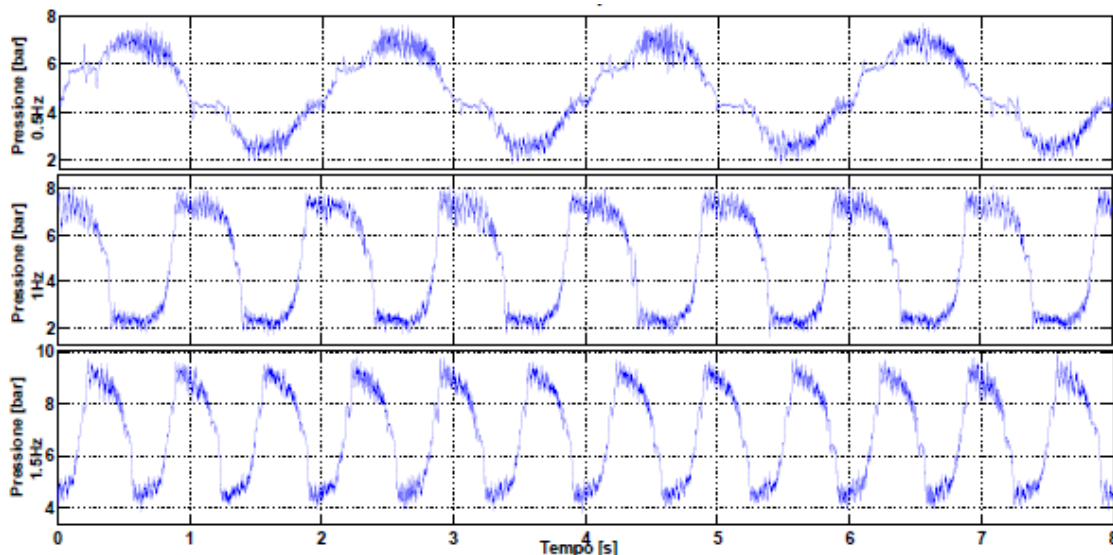


Figura 35: Controllo in pressione con gain-scheduling e velocità di quadro

Si può osservare come per tutte e tre le frequenze il disturbo rimane limitato approssimativamente entro  $6 [bar]$ . Il sistema di controllo si rivela particolarmente efficace in presenza di alte velocità, e dunque a frequenze elevate, andando a peggiorare leggermente le prestazioni nella prova  $0,5 [Hz]$  rispetto al controllo PI senza il contributo in velocità. Risultando comunque di maggior interesse il controllo a frequenze più alte, che corrispondono a maggiori velocità di percorrenza, si è preferito mantenere questa tipologia di regolazione.

Lo schema Simulink implementato per il controllo in pressione definitivo è riportato in Figura 36 dove si possono notare i contributi del termine PID ed il termine proporzionale alla velocità encoder. Il programma di compilazione real-time utilizzato non supporta i blocchi look-up table di MATLAB quindi i diversi guadagni del contributo proporzionale sono stati realizzati come sovrapposizione di zone morte. Chiaramente, specie in fase di taratura del sistema di controllo, tutti i parametri dei guadagni sono stati resi gestibili direttamente da interfaccia grafica.

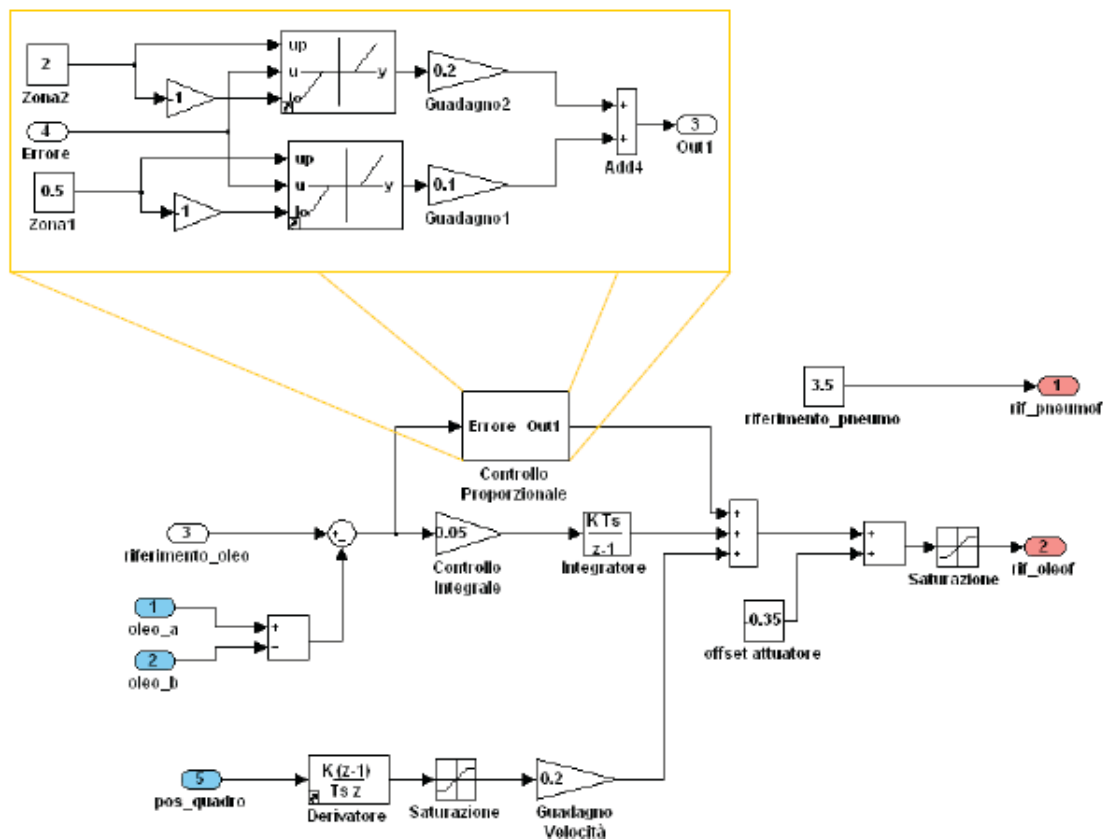


Figura 36: Schema di controllo dell’anello in pressione interno

Si riporta, anche per un successivo confronto con il sistema in funzionamen-  
to passivo e con i successivi sistemi di controllo implementati, l'andamento della  
forza misurata agli archetti con il controllo in pressione attivo nel corso delle 3  
prove effettuate.

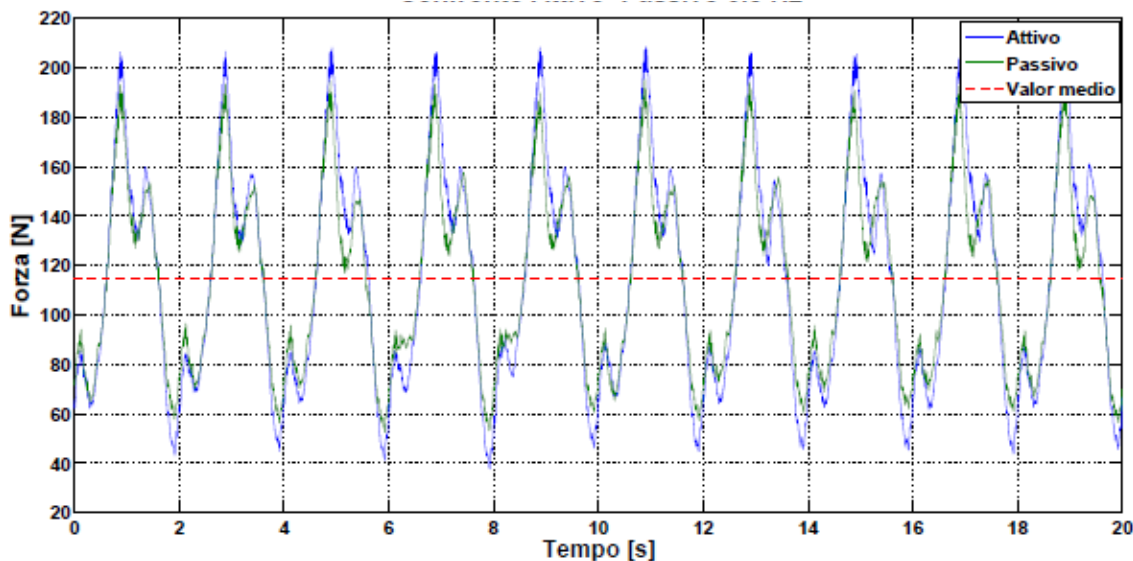


Figura 37: Confronto tra le forze di contatto della prova passiva e con anello di pressione attivo con disturbi a 0,5 [Hz].

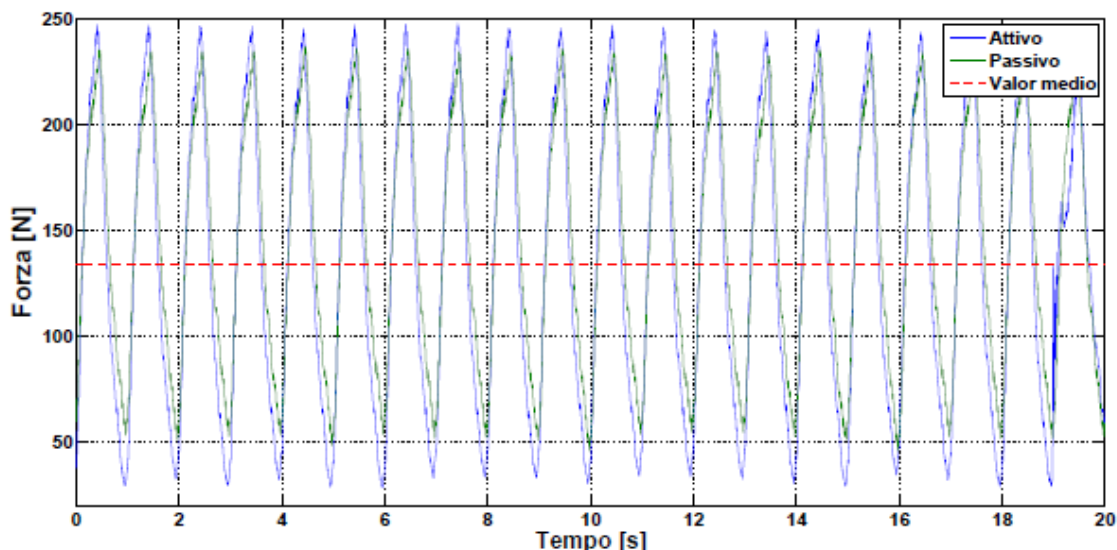


Figura 38: Confronto tra le forze di contatto della prova passiva e con anello di pressione attivo con disturbi a 1 [Hz].

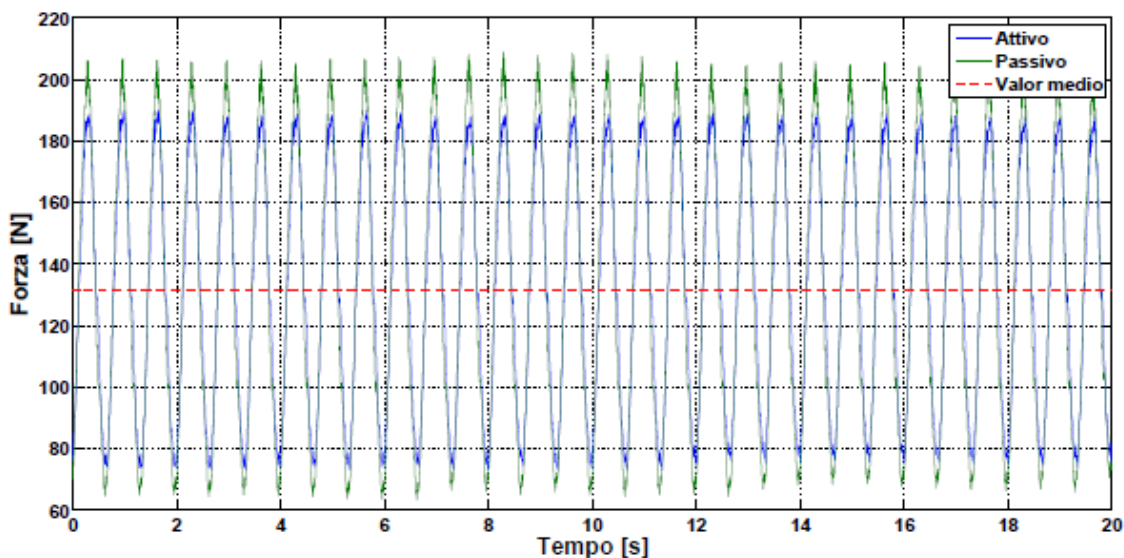


Figura 39: Confronto tra le forze di contatto della prova passiva e con anello di pressione attivo con disturbi a 1,5 [Hz].

I risultati così ottenuti si ritengono soddisfacenti per quanto riguarda le prestazioni dell'anello interno, si è quindi passati alla realizzazione del controllo esterno.

### 3.5.2 Anello esterno di forza

Per effettuare il controllo dell'anello esterno è stato opportuno ricostruire, on-line, un segnale della forza scambiata tra archetti e catenaria, da utilizzare come indice di prestazione. Per la ricostruzione della forza istantanea scambiata con il sistema di attuazione a cavo, è opportuno tenere in considerazione, ol-

tre alle forze misurate dalle celle di carico,  $F_c$ , anche il contributo dinamico, dipendente dalle accelerazioni,  $a$ , della testa e misurate dai 4 accelerometri posizionati sugli archetti. La forza complessiva è dunque stata calcolata in base alla seguente espressione:

$$F = (F_{c_{as}} + F_{c_{ad}} + F_{c_{ps}} + F_{c_{pd}}) - K \frac{a_{as} + a_{ad} + a_{ps} + a_{pd}}{4} \quad (16)$$

Dove le sigle riportate fanno riferimento alla posizione, anteriore o posteriore sinistra e destra, dei sensori di forza ed accelerometrici posizionati sugli archetti. Inoltre il termine  $K$  è una costante che tiene conto della massa degli archetti e della sensoristica installata. Per determinare  $K$  tenendo conto di eventuali masse aggiuntive, difficilmente stimabili nella fase di progettazione, si è ricavato il valore per via sperimentale. E' stata quindi allestita una prova durante la quale la testa del pantografo veniva movimentata dal sistema di attuazione a cavo monitorando, tramite cella di carico posizionata sul filo, la forza effettivamente scambiata. Utilizzando l'espressione (16) è stato quindi possibile determinare il valore di  $K$  ottimale che minimizzasse l'errore tra la forza ricostruita e quella misurata dalla cella di carico ottenendo un valore di  $K = 4,8 [kg]$ .

Ottenuta una misura diretta della forza scambiata fra pantografo e catenaria è stato quindi possibile implementare un regolatore PID (Figura 40) di primo tentativo che avesse come ingresso il segnale di errore dato dalla differenza tra il segnale di riferimento, costante, e la forza ricostruita, e come uscita, il riferimento per l'anello in pressione precedentemente messo a punto.

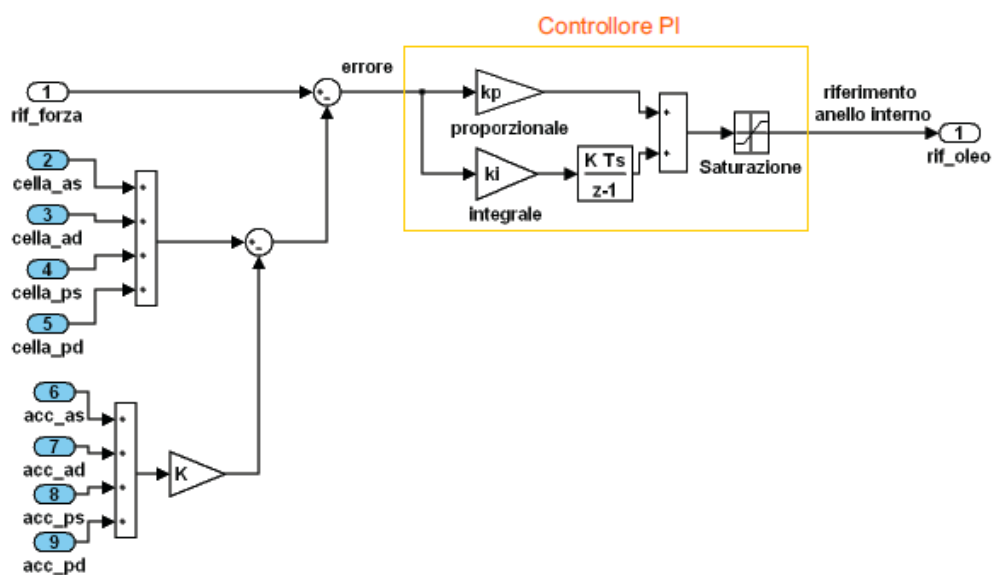


Figura 40: Schema del sistema di controllo PID sulla forza di contatto



Le prove di confronto sono state le stesse (Tabella 2) utilizzate per le prove in passivo e per l'anello in pressione partendo da un precarico statico di 100N ottenuto tramite l'attuatore pneumatico a soffiato e cioè:

Prova	Frequenza	Ampiezza
1	0,5 [Hz]	5 [cm]
2	1 [Hz]	5 [cm]
3	1,5 [Hz]	2 [cm]

Anche in questo caso i parametri del PID sono stati ottenuti tramite tecniche sperimentali iterative. Così come per l'anello interno di pressione non è stato possibile introdurre un termine di guadagno derivativo del segnale errore, a causa delle eccessive vibrazioni indotte nel sistema. I guadagni sono stati aumentati gradualmente fino a quando è stato possibile apprezzare un aumento delle prestazioni senza la comparsa di vibrazioni degli organi meccanici esterni, del telaio, o del sistema di ancoraggio del motore brushless. Procedendo in questa maniera è stato possibile arrivare ai guadagni  $K_p = 0,3$  e  $K_i = 0,1$ . I risultati sono riportati nelle Figura 41-Figura 42-Figura 43 insieme ai confronti con le prestazioni del sistema passivo.

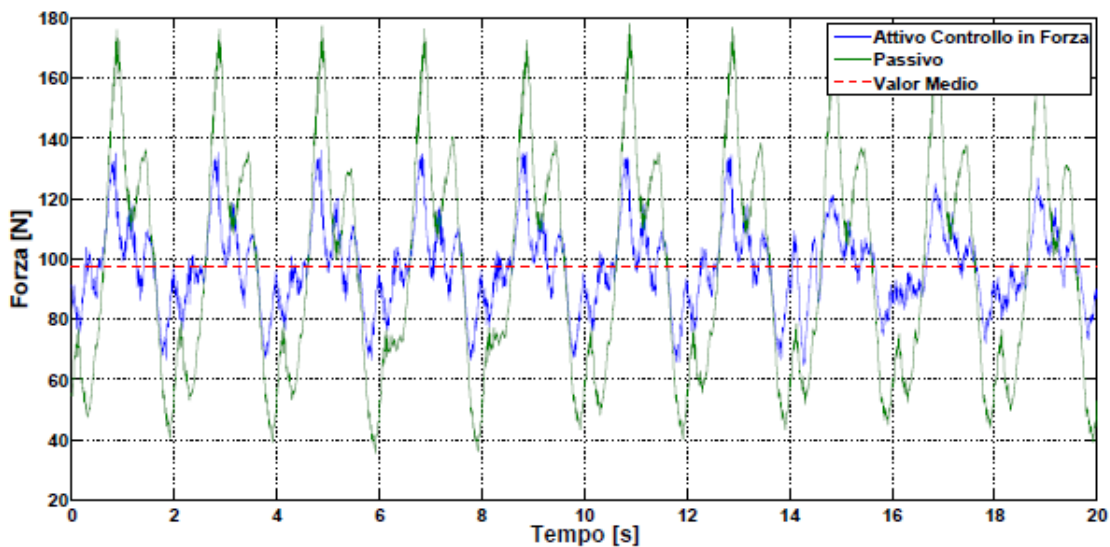


Figura 41: Confronto tra le forze di contatto in modalità passiva e con controllo PI a 0,5 [Hz].

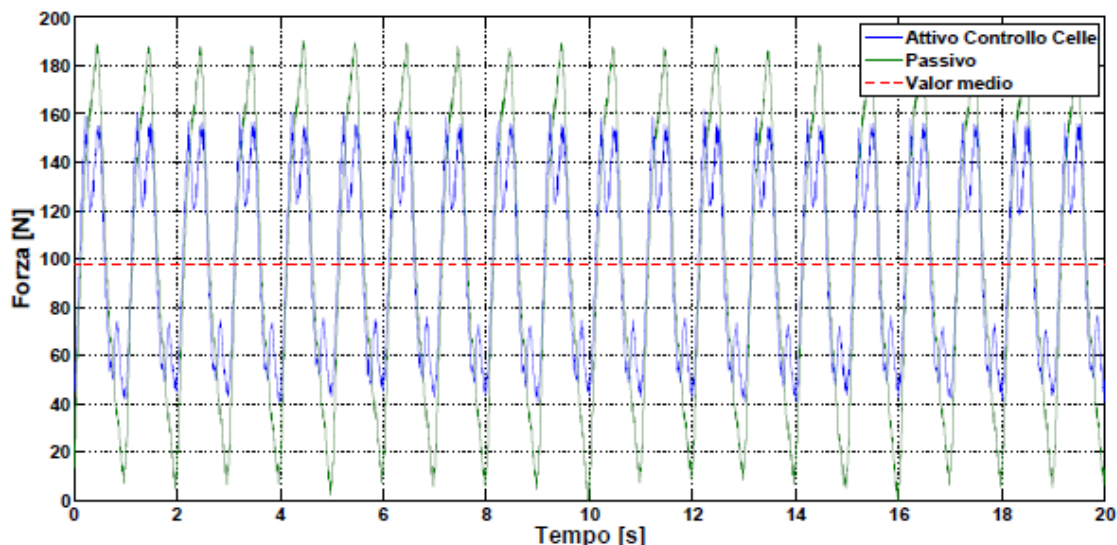


Figura 42: Confronto tra le forze di contatto in modalità passiva e con controllo PI a 1 [Hz].

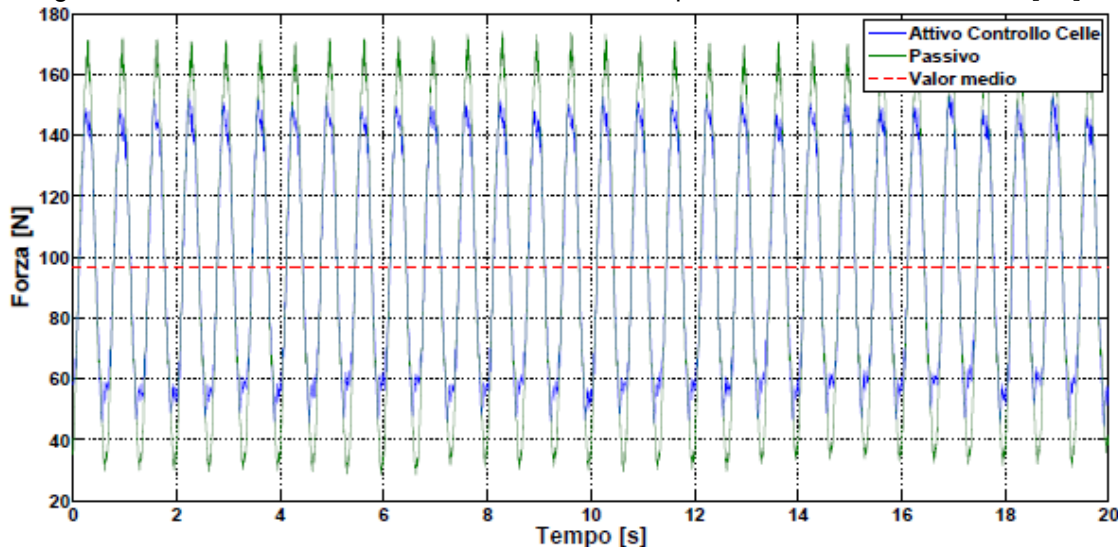


Figura 43: Confronto tra le forze di contatto in modalità passiva e con controllo PI a 1,5 [Hz].

Come si può vedere dalle figure riportate il sistema di controllo proposto riesce a ridurre, di circa  $50 \div 60 [N]$ , l'ampiezza del disturbo picco picco, dovuto allo spostamento della catenaria, sulla forza di contatto degli striscianti.

### 3.5.3 Anello esterno con retroazione dello stato

Una possibile alternativa al controllo PID basato sulla retroazione della forza è quella di sfruttare la conoscenza delle grandezze dinamiche della testa del pantografo per realizzare una forma di retroazione dello stato [ 20]. Infatti sommando insieme le equazioni ( 5 ) e ( 6 ), ottenute nel capitolo 3.3, dedicato alla definizione di un modello matematico ed alla sua seguente identificazione matematica, si ottiene la seguente espressione complessiva:

$$M_1 \ddot{x}_1 + M_2 \ddot{x}_2 + C_2 \dot{x}_2 + C_1 (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + K_1 (x_1 - x_2) + F_C + M_1 g + M_2 g = F_L \quad (17)$$

Dove sono stati introdotti anche i termini statici dovuti all'azione della forza di gravità.

La forza di controllo  $F_L$  dovrà essere dunque composta da un termine  $F_s$  che compensi i contributi statici della gravità e che fornisca il precarico desiderato  $F_{des}$ , e da un termine  $F_d$  che contrasti le variazioni dinamiche.

$$F_L = F_s + F_d \quad (18)$$

Il termine  $F_s$  viene fornito attraverso l'azione del soffierto pneumatico, e viene opportunamente regolato in condizioni statiche.

$$F_s = M_1 g + M_2 g + F_{des} \quad (19)$$

Per quanto riguarda il termine dinamico  $F_d$  è possibile utilizzare delle tecniche di cancellazione della dinamica per introdurre come ingressi di comando dei termini proporzionali all'accelerazione, velocità e posizione del sistema tali da ridurre l'inerzia complessiva.

$$F_d = U_{M1} \ddot{x}_1 + U_{M2} \ddot{x}_2 + U_{C2} \dot{x}_2 + U_{K1} (x_1 - x_2) \quad (20)$$

Compensando completamente i termini statici ed utilizzando la forma di controllo precedente si ottiene la seguente legge:

$$(M_1 - U_{M1}) \ddot{x}_1 + (M_2 - U_{M2}) \ddot{x}_2 + (C_2 - U_{C2}) \dot{x}_2 + (K_1 - U_{K1}) (x_1 - x_2) + F_C = F_{des} \quad (21)$$

Nel caso ideale in cui è possibile impostare  $U_{M1} = M_1$ ,  $U_{M2} = M_2$ ,  $U_{C2} = C_2$  ed  $U_{K1} = K_1$  si otterrebbe che la forza scambiata con la catenaria corrisponde solo a quella desiderata. Tuttavia, nella realtà, non è fisicamente possibile effettuare una cancellazione completa della dinamica del sistema, infatti il modello matematico rimane pur sempre un modello di ordine ridotto e quindi incapace di rappresentare completamente la dinamica dell'intero sistema controllato, si cercherà quindi di annullare parzialmente i termini dinamici senza generare singolarità ed instabilità.

Proprio per questo motivo sarà più opportuno determinare sperimentalmente dei valori appropriati per i parametri di controllo  $U_{M1}$ ,  $U_{M2}$ ,  $U_{C2}$  ed  $U_{K1}$  piuttosto che fissarli con valori fisicamente vicini a quelli stimati dall'impianto reale.

Considerando la disposizione e la tipologia di sensori presenti sul prototipo si possono acquisire le seguenti grandezze:

- i segnali di accelerazione si possono ottenere dall'accelerometro presente sul quadro e dalla media degli accelerometri montati sugli archetti;

- la posizione ( $x_1 - x_2$ ) si può ricavare effettuando la media dei segnali generati dai potenziometri posizionati sulle sospensioni degli archetti;
- la velocità degli archetti  $\dot{x}_1$  è utilizzabile come grandezza per il controllo, derivando il segnale di posizione dei potenziometri, o integrando i segnali degli accelerometri sugli archetti.

Non è invece possibile, come già visto nei paragrafi precedenti, utilizzare in modo efficace, a causa dei problemi di quantizzazione, il segnale dell'encoder per ricostruire la velocità del quadro  $\dot{x}_2$ .

Le prime sperimentazioni effettuate hanno avuto come obiettivo quello di individuare i segnali di retroazione, tra quelli elencati, maggiormente incisivi sulle prestazioni del controllo. Infatti, sebbene una maggiore informazione derivante da più tipologie di sensori possa sicuramente giovare alla regolazione, un approccio di questo genere deve tenere in considerazione anche altri aspetti di tipo pratico tra cui i costi e le spese di manutenzione del pantografo in fase di esercizio. Il pantografo definitivo infatti non potrà essere equipaggiato con la totalità dei sensori attualmente presenti sul prototipo: è stato dunque opportuno determinare quali segnali apportino un contributo più incisivo e sperimentare dei controlli basati sull'utilizzo di una sola tipologia di sensori. A questo proposito è opportuno valutare le caratteristiche delle tipologie di sensori utilizzati in vista di un impiego duraturo in linea:

- sensori di pressione: risultano comunque necessari per il controllo del soffiato e dell'anello interno dell'attuatore oleodinamico. Sono relativamente robusti e necessitano di manutenzioni limitate;
- potenziometri: risultano affidabili e sicuri, tuttavia necessitano di manutenzione degli elementi striscianti e dei rivestimenti, soggetti ad usura;
- accelerometri: sono affidabili e di dimensioni ridotte, difficilmente soggetti a guasti;
- celle di carico: risultano compatte e forniscono una stima diretta della grandezza da controllare. Tuttavia sono facilmente soggette a guasti di vario genere.

Dopo una prima serie di sperimentazioni sul modello matematico, utilizzando il metodo della cancellazione della dinamica, si è evidenziato come i para-

metri di controllo maggiormente influenti siano i termini proporzionali all'accelerazione ed alla velocità degli archetti; questo risultato è facilmente giustificabile, in quanto le grandezze legate esclusivamente al quadro non contengono informazioni relative alla dinamica degli archetti che invece sono direttamente coinvolti nell'interazione con la forzante. Si è quindi passati a ripetere le prove sul sistema reale per confermare questo primo risultato.

Come prima osservazione sul prototipo si è potuto valutare che il contributo del segnale proporzionale all'accelerazione degli archetti non migliora in modo sensibile il comportamento del sistema anzi, un eccessivo aumento del guadagno, introduce una forte componente di rumore senza ridurre di fatto l'ampiezza delle oscillazioni dovute al disturbo esterno. Il rumore rimane presente anche utilizzando filtri di varia natura per cui, non osservando miglioramenti significativi, il segnale degli accelerometri non è stato utilizzato per la retroazione.

Invece, a differenza degli esperimenti precedenti, il segnale proporzionale alla velocità degli archetti si è dimostrato notevolmente influente nello smorzamento dei disturbi indotti esternamente. Si sono quindi indirizzate le analisi e gli esperimenti in modo da realizzare un controllo basato sulla retroazione di tale grandezza. In tal senso la forma del controllo prescelto è in qualche modo riconducibile a tecniche di ottimizzazione dello smorzamento spesso utilizzate in meccanica per sistemi di sospensioni attive.

Come primo controllo si è utilizzato il segnale proveniente dai potenziometri, introducendo quindi un termine di retroazione proporzionale alla posizione, ed uno proporzionale alla velocità, ottenuta tramite derivazione. Lo schema Simulink utilizzato è illustrato in Figura 44.

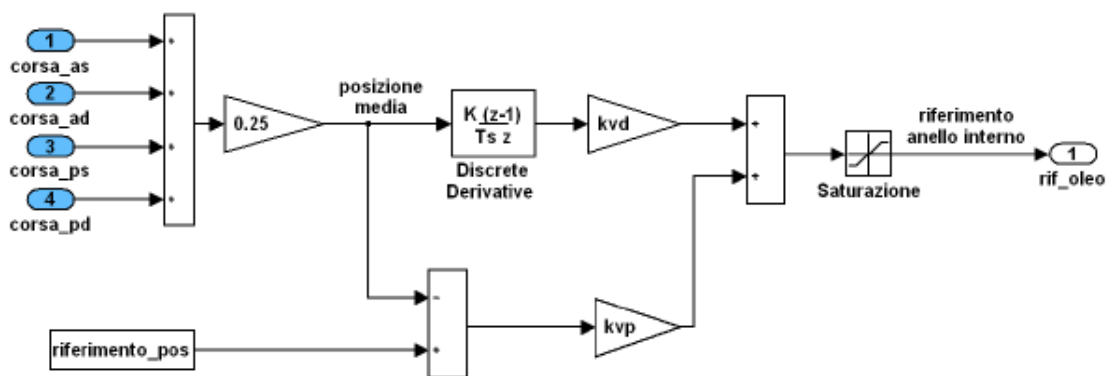


Figura 44: Schema di controllo Simulink con retroazione di posizione e velocità degli archetti

In prima battuta sono state effettuate diverse prove valutative, impostando i parametri di guadagno  $Kvp$  e  $Kvd$  tramite considerazioni sperimentali. Nelle Figura 45-Figura 46-Figura 47 si riporta a titolo esemplificativo l'andamento della forza controllata con guadagni  $Kvp = 0,06$  e  $Kvd = 0,05$  (la velocità ricostruita è espressa in  $\frac{mm}{s}$ ).

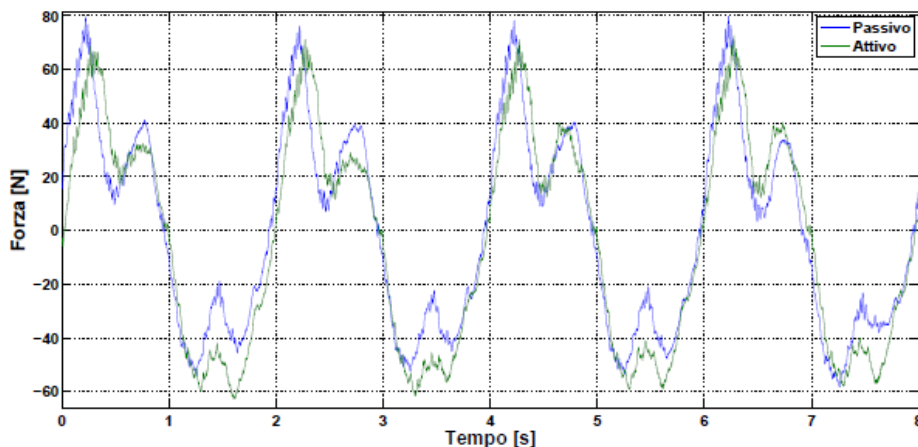


Figura 45: Ampiezze del disturbo sulla forza, nel caso a 0,5 [Hz], nella prova attiva e passiva

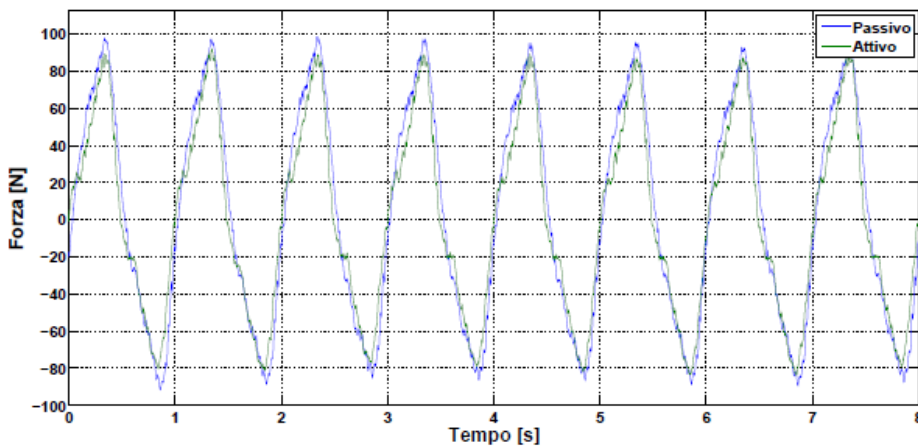


Figura 46: Ampiezze del disturbo sulla forza, nel caso a 1 [Hz], nella prova attiva e passiva

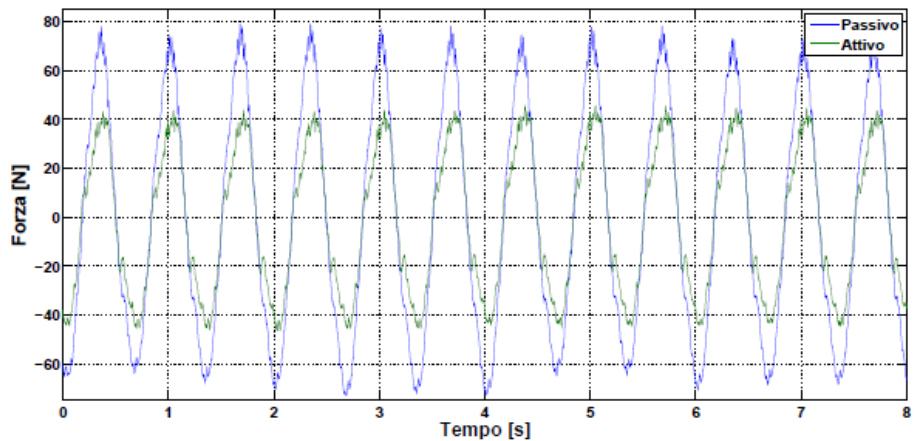


Figura 47: Ampiezze del disturbo sulla forza, nel caso a 1,5 [Hz], nella prova attiva e passiva

Si nota come il controllo abbia un effetto significativo solamente alle frequenze più alte, quando cioè le velocità sono maggiori.

A seguito delle buone risposte del controllo a 1,5 [Hz], si è deciso di determinare in modo più rigoroso i parametri ottimali per i guadagni di velocità e posizione, e soprattutto per cercare di incrementare ulteriormente le prestazioni.

A tale proposito si è cercato di individuare la forma della superficie di errore, definita dai parametri  $Kvd$  e  $Kvp$ ; quindi, utilizzando un semplice algoritmo iterativo basato sulla discesa del gradiente, si sono ottimizzati i parametri effettuando rilevamenti direttamente sul sistema reale.

Per prima cosa è stata definita un' opportuna funzione di errore. Per ciascun valore dei guadagni sono state effettuate le classiche tre simulazioni con eccitazione a 0,5 – 1 – 1,5 [Hz], ed ampiezza delle sinusoidi di 5 – 5 – 2 [cm] rispettivamente. Per ciascuna prova sono stati selezionati 20 secondi del segnale errore, e su questa finestra è stato calcolato l'errore quadratico medio. Infine, volendo realizzare un controllo che abbia migliori prestazioni a frequenze elevate, si è pesato l'errore ottenuto a ciascuna frequenza con il quadrato della frequenza stessa, in Hz. Nell'espressione ( 22 ) si riporta la funzione utilizzata per valutare l'errore di ogni coppia di parametri:

$$E = 0,5^2 \frac{\sum_{i=1}^N S_{0,5}(i)^2}{N} + \frac{\sum_{i=1}^N S_1(i)^2}{N} + 1,5^2 \frac{\sum_{i=1}^N S_{1,5}(i)^2}{N} \quad (22)$$

dove  $S_K(i)$  è l'errore dell' $i$  – esimo degli  $N$  campioni della finestra temporale a frequenza  $K$ .

Definita la funzione errore sono state effettuate delle prove sul prototipo andando a variare i parametri  $Kvd$  e  $Kvp$  ad intervalli costanti in modo da individuare, tramite interpolazione, la superficie di errore visibile in Figura 48.

Osservando la superficie ricavata si può facilmente vedere che il settaggio ottimale dei parametri di guadagno risulta essere con  $Kvp$  nullo e  $Kvd$  maggiore possibile; sebbene l'andamento della funzione di errore tenda a diminuire all'aumentare del guadagno  $Kvd$ , non è stato possibile andare oltre ad un valore di 0,25 a causa delle eccessive vibrazioni che si venivano a creare sulla struttura.

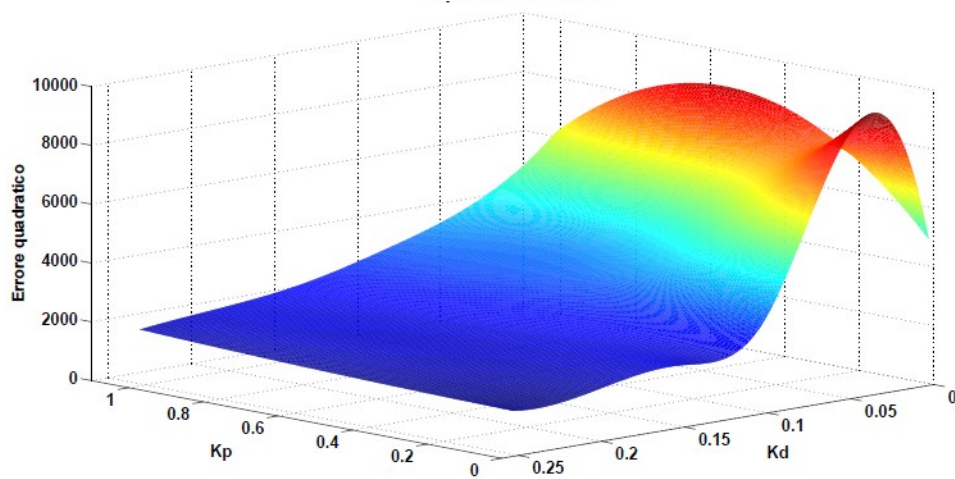


Figura 48: Andamento della superficie di errore al variare dei guadagni di controllo

Per limitare le vibrazioni si è deciso di limitare il valore dei guadagni a  $Kvp = 0$  e  $Kvd = 0,245$  ottenendo le prestazioni di Figura 49-Figura 50-Figura 51.

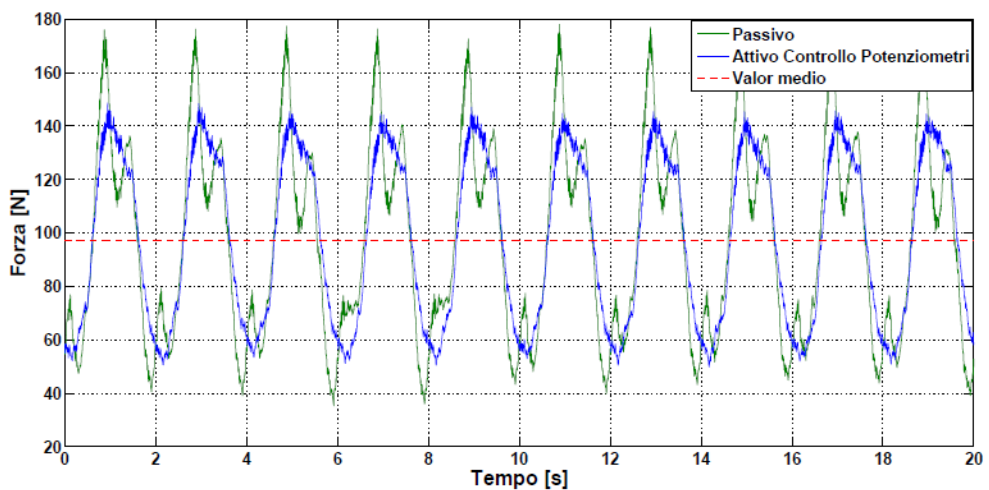


Figura 49: Confronto del disturbo, nella prova a 0,5 [Hz], con controllo attivo o passivo

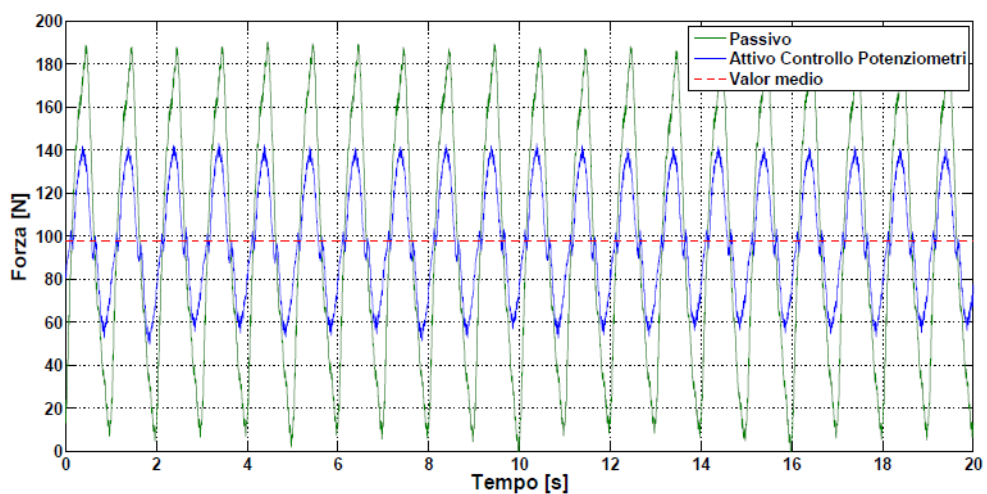


Figura 50: Confronto del disturbo, nella prova a 1 [Hz], con controllo attivo o passivo



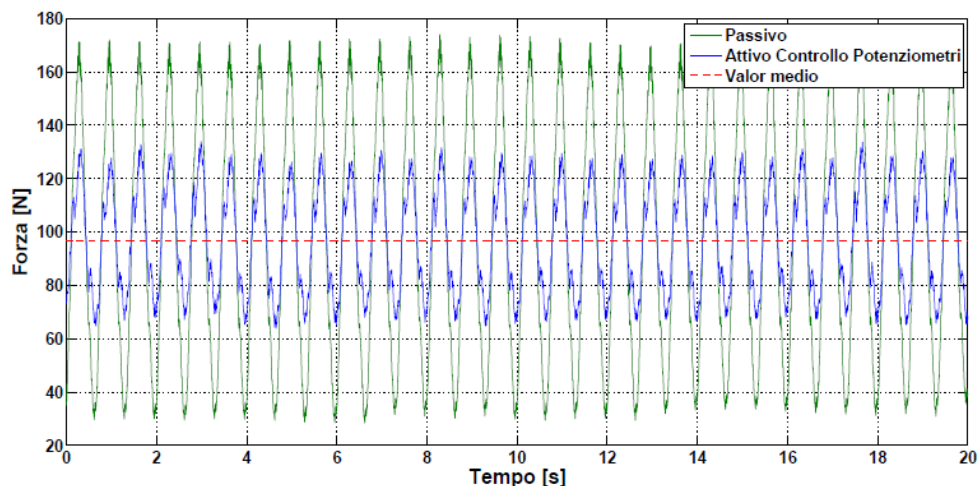


Figura 51: Confronto del disturbo, nella prova a 1,5 [Hz], con controllo attivo o passivo

Oltre ad aver ottenuto buoni risultati, soprattutto ad alte frequenze, questa configurazione permette anche di realizzare un sistema di controllo semplice, ed affidabile in quanto basato esclusivamente sulle informazioni ricavate da quattro sensori di posizione.

Per ovviare alle problematiche legate all'impiego dei potenziometri a strisciamento, relative all'usura e alla necessità di manutenzione frequente, si è cercato di ricostruire la velocità tramite integrazione del segnale proveniente dai quattro accelerometri montati sugli archetti, per realizzare poi un controllo di tipo analogo al precedente. L'accelerazione relativa strisciante/quadro viene ottenuta sottraendo alla media dell'accelerazione degli archetti l'accelerazione misurata al quadro. Il segnale viene quindi integrato per ricavare la velocità. Tale procedura introduce tuttavia un termine di deriva sulla velocità ricostruita, a causa dell'integrazione di piccoli errori sulla in termini di accelerazione costante: è stato quindi opportuno inserire un apposito filtro passa-alto per rimuovere la componente continua del segnale. La realizzazione del filtro è risultata piuttosto critica infatti le basse frequenze da attenuare sono molto vicine a quelle di interesse, e sarebbe dunque opportuno utilizzare un filtro molto ripido. Tuttavia per non sovraccaricare troppo il sistema real time approntato non è stato possibile utilizzare funzioni di trasferimento di ordine troppo elevato. In definitiva il filtro realizzato è di tipo Butterworth digitale, del quarto ordine, con frequenza di taglio a 0,3 [Hz]. Il segnale così ottenuto risulta essere più pulito rispetto a quello calcolato tramite derivazione ma, nonostante la presenza del filtro, mantiene delle oscillazioni a bassa frequenza, che si ripercuotono sulle forze di contatto

(Figura 52-Figura 53-Figura 54), e che diventano particolarmente significative durante i bruschi transitori.

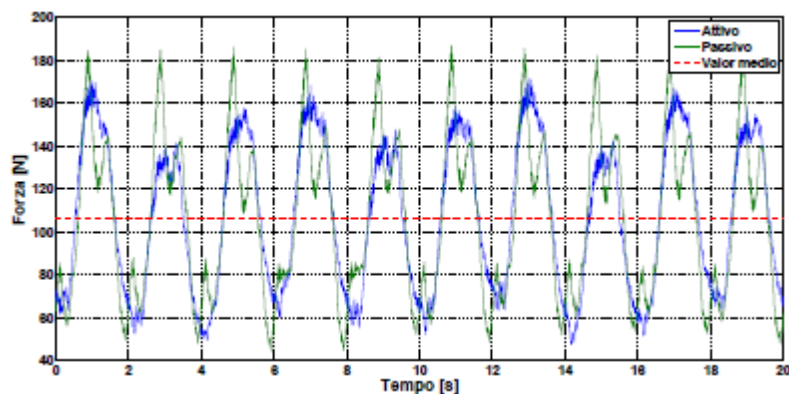


Figura 52: Forze di contatto nella prova a 0,5 [Hz] con segnale di velocità costruito a partire dagli accelerometri;

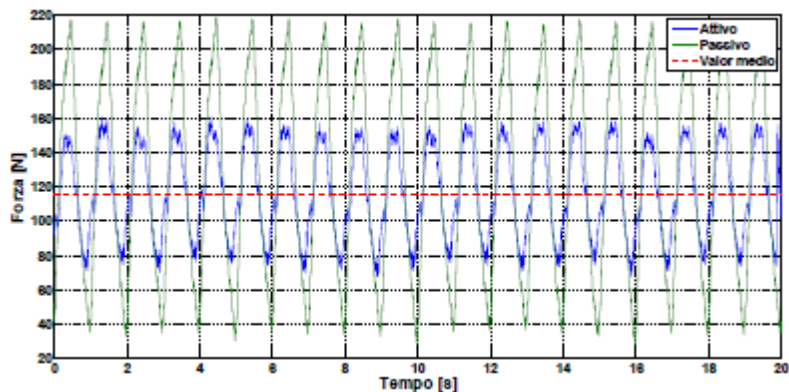


Figura 53: Forze di contatto nella prova a 1 [Hz] con segnale di velocità costruito a partire dagli accelerometri;

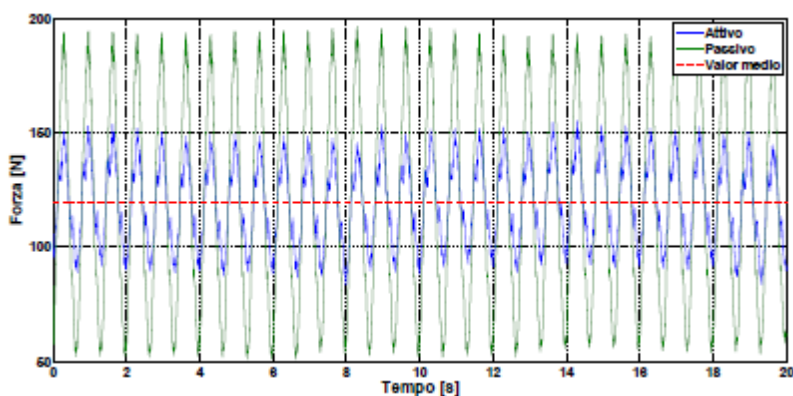


Figura 54: Forze di contatto nella prova a 1,5 [Hz] con segnale di velocità costruito a partire dagli accelerometri;

Volendo ridurre tali oscillazioni è possibile aumentare la frequenza di taglio del filtro passa alto utilizzato, ma, così facendo, si introduce una significativa attenuazione anche sulle oscillazioni imposte dalla catenaria ed in particolare alla frequenza di 0,5 [Hz]; per questo motivo è stata mantenuta una frequenza di taglio a 0,3 [Hz]. Nonostante questa filtro quindi rimangono delle oscillazioni a

bassa frequenza, anche di ampiezza elevata, in presenza di disturbi bruschi. Si nota ad esempio in Figura 52 che, sovrapposto al segnale a 0,5 [Hz], si ha un'oscillazione non smorzata di circa 0,1 [Hz].

Le prestazioni così ottenute risultano essere paragonabili con quelle ricavate dal controllo precedente, dunque questa soluzione può essere una valida alternativa nel caso in cui non sia possibile mantenere dei sensori di posizione sugli archetti nel pantografo definitivo. Considerando però le lente oscillazioni che si vengono a generare in presenza di brusche variazioni delle condizioni di contatto si ritiene più sicuro per l'esercizio in linea l'utilizzo di un sensore di posizione. Come ulteriore test, per verificare che il comportamento del sistema di controllo in velocità con l'utilizzo dei potenziometri non vada ad intaccare la sicurezza dell'intero sistema, si è provveduto a ricostruire, in condizioni "operative" una serie di scenari in cui i vari segnali dai sensori si interrompono in sequenza in seguito ad una rottura o ad un malfunzionamento dei potenziometri.

I risultati della prova sono riportati in Figura 55 dove si può notare come le prestazioni di smorzamento delle oscillazioni degradino progressivamente, portando infine il sistema in funzionamento passivo, senza tuttavia comportare disturbi o instabilità sia nel funzionamento a regime che nella brusca perturbazione dovuta al guasto del potenziometro

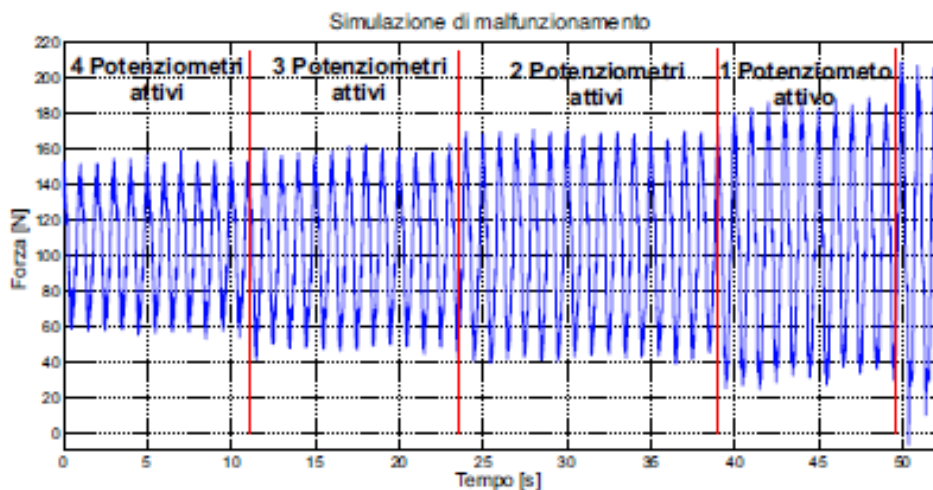


Figura 55: Andamento della forza di contatto nel caso di guasto progressivo dei potenziometri

### 3.5.4 Sistema di Supervisione e Controllo

Dalle sperimentazioni effettuate si rileva che il comportamento del sistema in retroazione è fortemente dipendente dalla frequenza di campata, e dunque

dalla velocità del treno. Un possibile approccio sarebbe dunque quello di modificare il guadagno dei controlli realizzati o addirittura il tipo di controllo prescelto, in funzione della velocità, effettuando uno scheduling. E' quindi opportuno, in questo caso, conoscere la velocità di percorrenza del treno, o più direttamente individuare la frequenza fondamentale di oscillazione della catenaria, ed in base a questa attivare il controllore con guadagno più appropriato.

A tale proposito è stato effettuato uno studio basato sul modello matematico del sistema e si sono valutate soluzioni diverse per la realizzazione di un controllo a commutazione (Supervisory Switching Control Figura 56).

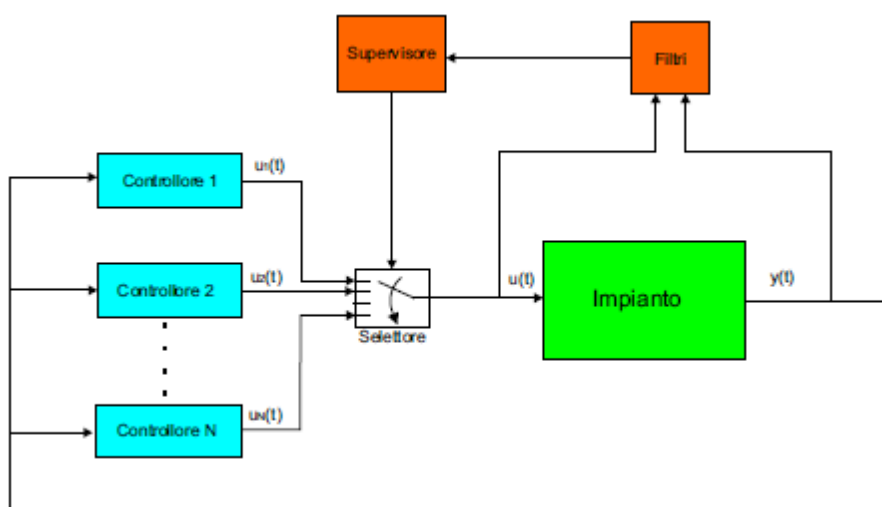


Figura 56: Schema di principio di un sistema di controllo a commutazione

Si può quindi mettere a punto un banco di controllori ottimizzati per le diverse condizioni di funzionamento del sistema, quindi si registrano gli ingressi e le uscite dell'impianto e si filtrano opportunamente per ottenere dei segnali indicativi delle condizioni operative del treno. Tramite un opportuno supervisore, si effettua quindi una selezione del controllore più appropriato per la condizione di lavoro corrente, e si procede ad attivarlo. Per evitare fenomeni di aumento incontrollato delle uscite dai blocchi integratori, qualora fossero presenti, in corrispondenza delle commutazioni, è opportuno implementare delle configurazioni anti windup.

Gli elementi fondamentali per il controllo a commutazione sono il blocco dei filtri e del supervisore che rispettivamente si occupano di filtrare i dati di ingresso ed uscita del sistema, e di effettuare la scelta del migliore controllore utilizzabile. Un approccio intuitivo per il sistema studiato può essere quello di effet-

tuare la scelta dei regolatori in base alla frequenza dei segnali di forza o di posizione registrati a livello degli archetti.

Si implementano quindi dei filtri passabanda per individuare la frequenza fondamentale di segnale, con banda passante centrata a  $0,5 - 1 - 1,5$  [Hz]. Per rendere la stima insensibile all'entità delle oscillazioni si è elevato al quadrato ed opportunamente normalizzato, con il quadrato del segnale non filtrato, il segnale in uscita da ogni filtro. In Figura 57 si riporta lo schema Simulink che implementa tale approccio.

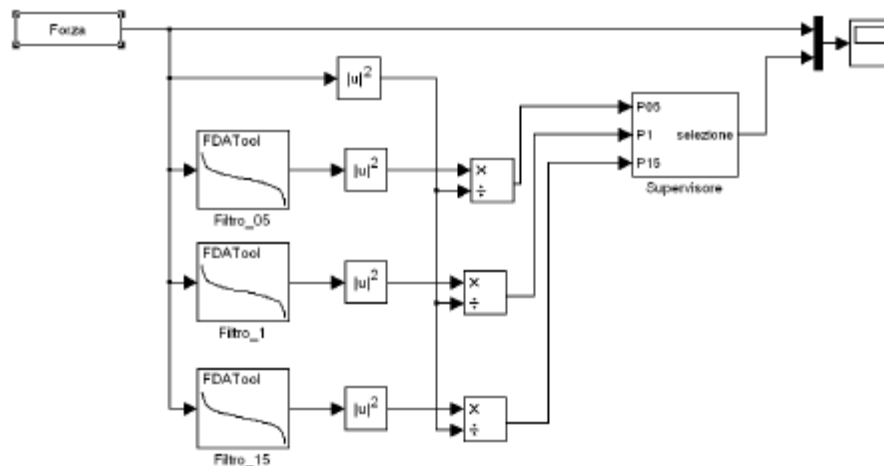


Figura 57: Schema simulink del sistema di supervisione e controllo

Utilizzando un fattore di decadimento esponenziale ( $\lambda$ ) (termine costante che pesa il contributo dell'errore registrato ai passi precedenti in modo da diminuirne l'influenza e permettere un aggiornamento rapido della selezione) ed un fattore di isteresi ( $\varepsilon$ ) (parametro costante positivo che pesa maggiormente il contributo del controllore attualmente attivato in modo da impedire fenomeni di chattering attorno alla soglia di commutazione) si riesce a garantire un comportamento stabile al sistema di supervisione eliminando contemporaneamente le false commutazioni. L'aggiornamento ad ogni istante  $t$  del segnale per la selezione risulta quindi regolato dall'espressione ( 23 ) dove  $P_{TOT}^i$  è il peso corrente associato ad ogni filtro  $i$  e  $P^i$  è il peso associato all'ultimo campione.

$$P_{TOT}^i(t) = P_{TOT}^i(t-1)\lambda + P^i(t)\varepsilon \quad (23)$$

Chiaramente l'utilizzo dei coefficienti  $\lambda$  e  $\varepsilon$  introduce, a fronte di una maggiore regolarità nelle commutazioni, un leggero ritardo sulla selezione che rimane però tollerabile (Figura 58).

L'utilizzo del Controllo a Commutazione con Supervisore, una volta messo a punto sul prototipo reale, può essere dunque un valido strumento per ottimizzare il funzionamento del sistema alle varie velocità di funzionamento, e può essere facilmente applicato anche all'impianto reale, senza necessità di sensori aggiuntivi a quelli utilizzati per il controllo. Inoltre, oltre alla modifica dei parametri di controllo, è possibile impiegarlo anche variando la tipologia di schema di controllo utilizzato, rendendo questo approccio assai versatile.

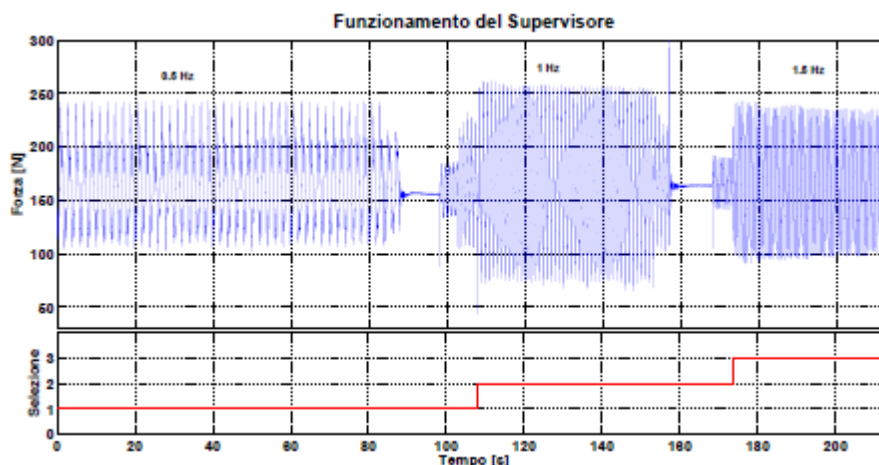


Figura 58: Andamento del sistema di supervisione e controllo

Ulteriori sviluppi possono inoltre essere effettuati per l'implementazione di supervisor che basano la selezione del controllo da utilizzare su una stima del comportamento "in linea" dei regolatori attualmente inattivi: andando cioè ad utilizzare approcci basati sull'utilizzo del riferimento virtuale, o su specifici filtri realizzati basandosi sulla conoscenza del modello del sistema.

## 4 Conclusioni

L'analisi del sistema e le prove sperimentali di controllo hanno condotto alla realizzazione di varie tipologie di controllori, per la regolazione della pressione nelle camere del cilindro oleodinamico e della forza che gli archetti scambiano con la catenaria. Per quanto riguarda la seconda tipologia di regolatori, si riportano in Tabella 3 i risultati più significativi, e le caratteristiche dei vari controlli.

Controllo	Descrizione	Oscillazione risultati [ $N$ ]		
		0,5 Hz	1 Hz	1,5 Hz
passivo	con attuatore oleodinamico e centralina disabilitati	137	184	140
in forza	retroazione della forza di contatto ricostruita con celle di carico ed accelerometri	70	117	113
in velocità 1	retroazione di velocità tramite derivazione dei potenziometri	93	85	59
in velocità 2	retroazione di velocità tramite integrazione degli accelerometri	101	86	58

Tabella 3: Riepilogo dei risultati ottenuti

I risultati più soddisfacenti in termini di affidabilità e prestazioni si sono ottenuti dal controllo con retroazione della velocità, utilizzando l'informazione dei potenziometri. Si riportano nelle Figura 59-Figura 60-Figura 61 i tre grafici comparativi delle prove riportate in tabella. E' possibile notare come a 0,5 [Hz] il controllo in forza ottenga prestazioni migliori, mentre alle frequenze più elevate sia preferibile il controllo in velocità.

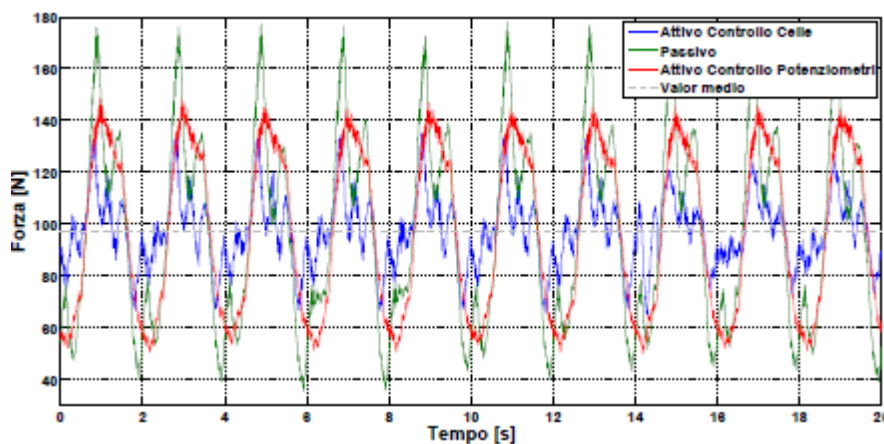


Figura 59: Prestazioni dei 3 diversi sistemi di controllo proposti nella prova a 0,5 [Hz]

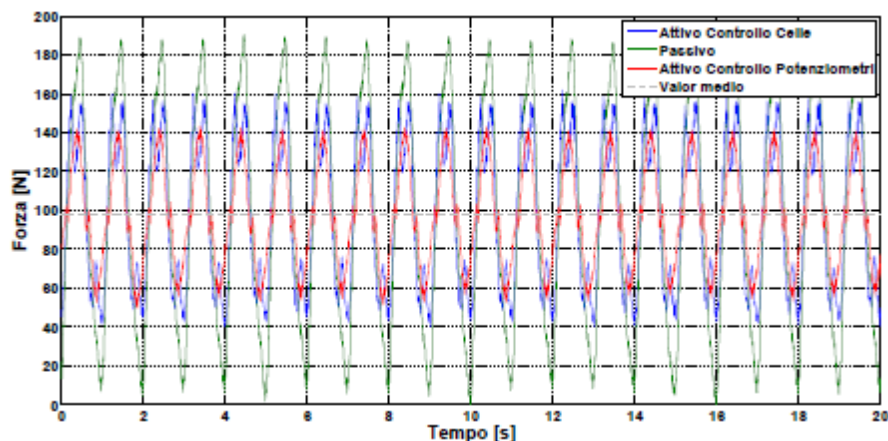


Figura 60: Prestazioni dei 3 diversi sistemi di controllo proposti nella prova a 1 [Hz]

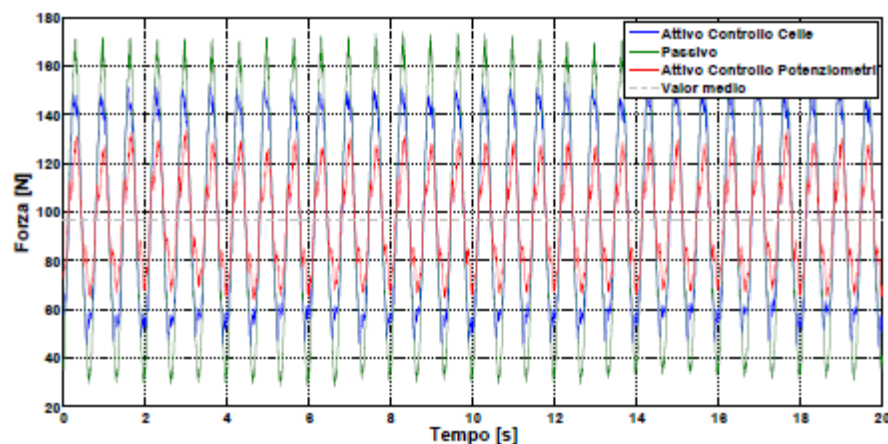


Figura 61: Prestazioni dei 3 diversi sistemi di controllo proposti nella prova a 1,5 [Hz]

Per verificare che l'effetto del sistema di controllo non sia lo spostamento del contributo energetico del segnale di disturbo ad altre frequenze, riducendo quindi le oscillazioni nell'intervallo delle frequenze di campata, ma accentuandole a frequenze più elevate si è deciso di effettuare un'analisi in frequenza (tramite FFT) del segnale di forza, durante la sollecitazione del pantografo a 0,5 – 1 – 1,5 [Hz] (Figura 62-Figura 63-Figura 64).

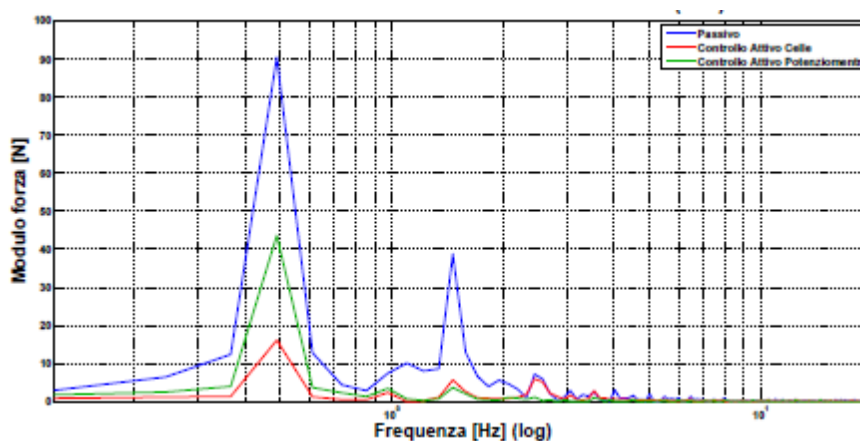


Figura 62: Comportamento in frequenza dei controlli utilizzati nella prova a 0,5 [Hz]



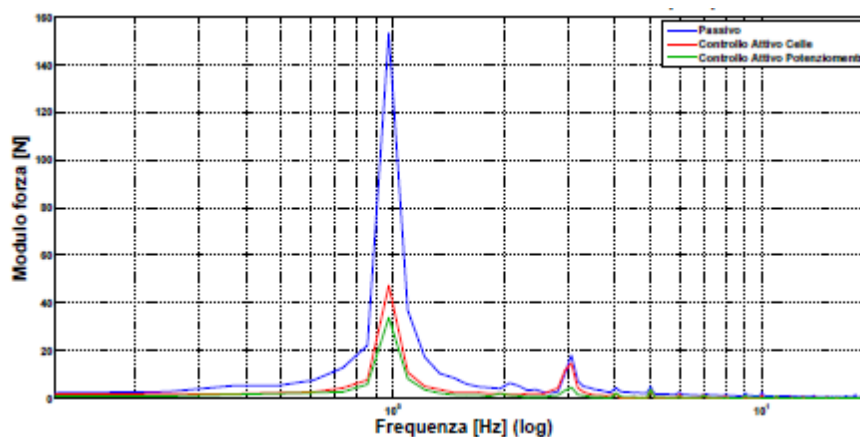


Figura 63: Comportamento in frequenza dei controlli utilizzati nella prova a 1 [Hz]

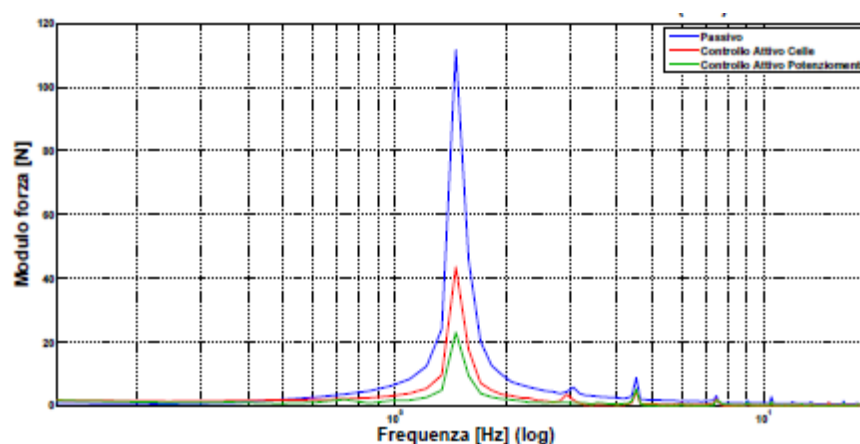


Figura 64: Comportamento in frequenza dei controlli utilizzati nella prova a 1,5 [Hz]

Si può facilmente notare come con i controlli attivi diminuisca l'entità della frequenza principale, corrispondente alla frequenza di sollecitazione, senza contemporaneamente andare a far nascere picchi di risonanza con frequenze più elevate.

In definitiva possiamo definire i risultati raggiunti con il presente studio complessivamente soddisfacenti in relazione agli obiettivi prefissati. Il sistema è stato opportunamente messo a punto per un funzionamento adeguato alle specifiche richieste, ottenendo un netto miglioramento nelle prestazioni del sistema a partire dalla modalità passiva, mantenendo comunque un comportamento dinamico sicuro. I risultati ottenuti nelle varie fasi del lavoro svolto sono brevemente riassunti di seguito:

- è stato implementato un sistema di attuazione esterna, basato sull'utilizzo di un motore brushless. Grazie alla realizzazione di un controllo in posizione per la regolazione del dispositivo si sono riprodotte con sufficiente verosimiglianza le condizioni principali di funziona-

mento del pantografo in linea, permettendo di effettuare sperimentazioni del controllo e valutazioni del funzionamento complessivo dell'apparato;

- una prima analisi del prototipo di pantografo attivo T2006 ha portato all'individuazione di problematiche tecniche e strutturali, legate alla presenza di attriti, al dimensionamento errato di alcuni componenti e di malfunzionamenti del sistema di attuazione, nettamente incidenti sul comportamento dinamico del sistema. Si sono quindi suggerite delle modifiche meccaniche messe a punto dalla ditta costruttrice, ottenendo un notevole miglioramento del funzionamento complessivo. Altre ottimizzazioni iniziali sono state effettuate tramite interventi sul sistema di alimentazione oleodinamico, e sul software di supervisione e controllo;
- sono state allestite le catene di acquisizione necessarie per l'utilizzo dei sensori a bordo del prototipo, e di tutti i sensori addizionali utilizzati, compresa la gestione del motore brushless. Tutti i sensori sono stati opportunamente tarati e le catene di acquisizione sono state sincronizzate;
- sono state condotte una serie di prove preliminari per inquadrare il nuovo prototipo nell'ambito delle specifiche richieste da Trenitalia. Queste sperimentazioni hanno avuto globalmente un esito positivo, e sono state di utilità per identificare i punti deboli del sistema. In particolare si sono verificate le caratteristiche relative agli attriti presenti durante la movimentazione, all'inerzia complessiva del sistema tramite il calcolo della massa apparente, alle prestazioni degli attuatori oleodinamico e pneumatico, allo smorzamento equivalente in configurazione passiva. Al termine delle valutazioni, il prototipo è stato dichiarato idoneo;
- tramite apposite prove di rilevamento dei dati si è effettuata un'identificazione del sistema grazie alla realizzazione di un modello di ordine ridotto, con il quale è stato possibile identificare le principali non linearità ed effettuare sperimentazioni di strategie di controllo. In particolare si è fatto uso del modello di Bouc Wen per la modellazio-

ne degli attriti, e di algoritmi di ottimizzazione non lineare per la stima dei parametri;

- sono stati progettati ed implementati algoritmi di controllo in ambiente Matlab/Simulink, ed eseguiti in real time sull'hardware di controllo del prototipo.

Un primo anello interno in retroazione è stato utilizzato per regolare la pressione fornita dall'attuatore oleodinamico, tramite un controllore PI con guadagni variabili, in modo tale da ridurre le eccessive vibrazioni della struttura e permettere una risposta sufficientemente pronta; in questo contesto si è rivelato utile aggiungere al controllo un guadagno proporzionale alla velocità del quadro, come è stato possibile dedurre tramite una analisi formale delle caratteristiche dinamiche dell'attuatore.

Si è poi realizzato un anello di retroazione esterno, basato sul precedente, per regolare la forza effettuata dagli archetti durante la sollecitazione tramite il sistema di attuazione a cavo. Attraverso sperimentazioni iterative ed ottimizzazione dei parametri con algoritmi di minimizzazione del funzionale di costo, si sono realizzati due tipi di controllo della forza di contatto dalle prestazioni nettamente soddisfacenti:

1. il primo controllo è stato basato sulla retroazione diretta della forza, ottenuta tramite ricostruzione dalle celle di carico e dagli accelerometri montati sugli archetti: in questo caso si è effettuata una regolazione dell'errore tramite un controllore PI;
2. il secondo controllo si è basato sulla retroazione della velocità degli archetti, ricostruita tramite derivazione della posizione dei potenziometri: in questo caso sono state utilizzate per il controllo tecniche di cancellazione della dinamica basate sulla retroazione dello stato.

Entrambi gli approcci hanno rivelato un miglioramento deciso rispetto al funzionamento passivo e tale da giustificare futuri sviluppi nell'ambito del controllo attivo dei pantografi.

Inoltre, grazie alle sperimentazioni effettuate, si è potuto effettuare valutazioni riguardanti l'utilità dei sensori presenti ai fini della regolazione, per poter fornire un'indicazione su quali siano i dispositivi da mantenere in eventuali sviluppi del prototipo attuale, e quali viceversa siano di utilità minore.

Tramite l'esperienza acquisita operando sul prototipo è stato inoltre possibile individuare alcune migliorie da applicare ad eventuali sviluppi futuri:

- è consigliabile introdurre una valvola di separazione che permetta di isolare il circuito di alimentazione oleodinamica diretto all'attuatore da quello per l'alimentazione del motore ad olio, utilizzato per fornire energia al sistema. Sarà quindi necessario introdurre un ulteriore polmone oleodinamico a valle della valvola, per compensare le rapide variazioni di portata e garantire una pressione costante all'attuatore. In questo modo sarà possibile eliminare le influenze reciproche tra i due apparati, riducendo eventuali disturbi di portata potenzialmente dannosi per il controllo;
- le guide di protezione utilizzate per i potenziometri possono introdurre attriti non influenti nel moto degli archetti; per questo motivo può essere opportuno realizzare una soluzione costruttiva che permetta di alloggiare i potenziometri all'interno delle sospensioni stesse o di sostituire i potenziometri con opportuni sensori senza contatto in modo da ridurre ingombri ed aumentare l'affidabilità del sistema;
- l'attuatore oleodinamico risulta leggermente sovradimensionato per l'applicazione: le pressioni massime registrate nelle camere del cilindro hanno infatti un valore massimo di 30 [bar] durante il regolare esercizio del pantografo controllato, non sfruttando mai i 100 [bar] di escursione permessi. E' suggerita quindi una ottimizzazione delle dimensioni dell'attuatore e della valvola a cassetto;
- è necessario risolvere i problemi legati alla risoluzione ed alla quantizzazione del segnale di velocità del quadro, fornito da encoder; inoltre è opportuno sostituire i due sensori di pressione delle camere del cilindro con un unico sensore differenziale più accuratamente dimensionato (i sensori attualmente utilizzati presentano un fondo scala di 250 [bar]);
- il metodo di trasmissione del moto dell'attuatore pneumatico può essere migliorato utilizzando un numero minore di candele e quindi riducendo gli attriti dovuti a disallineamenti;

- avendo rilevato comportamenti del sistema controllato variabili in base alle frequenze di sollecitazione, può essere opportuno realizzare degli algoritmi di controllo basati su sistemi a commutazione con regolatori ottimizzati in corrispondenza di diverse regioni di funzionamento.

E' opportuno sottolineare che l'utilizzo futuro di parte delle tecniche implementate è subordinato al funzionamento appropriato dei sensori quando il sistema è sottoposto alla tensione di linea: specifiche sperimentazioni verranno successivamente condotte a questo proposito. Al momento il pantografo ha superato con successo i test, svolti presso il Politecnico di Milano su un apposito banco prova [ 21] per verificare la robustezza del controllo ed i test aerodinamici in galleria del vento volti ad ottimizzarne il disegno meccanico.

## Active Vehicle Protection System (AVP)

### Introduzione

Come già accennato ad inizio della presente tesi lo sviluppo di un sistema di controllo anti-ribaltamento per carrelli sollevatori nasce dalla volontà di una grande casa costruttrice di carrelli sollevatori, la PRAMAC s.p.a., di produrre veicoli che siano caratterizzati da elevati standard di sicurezza oltre che di qualità ed affidabilità.

I carrelli sollevatori sono infatti di per se un veicolo, vuoi per la capacità di manovrare in ambienti ristretti vuoi per la capacità di sollevare carichi pesanti ad elevate altezze, altamente instabile. Per ridurre il numero di incidenti potenzialmente mortali la normativa vigente prevede, per gli operatori di questo particolare tipo di veicoli, l'acquisizione di un patentino che viene fornito a seguito di un adeguato corso di addestramento.

Nonostante questa formazione osservando le statistiche sugli incidenti sul lavoro, che coinvolgono carrelli sollevatori e altri veicoli industriali, si può facilmente osservare come la maggior parte di questi sia dovuta a fattori umani.

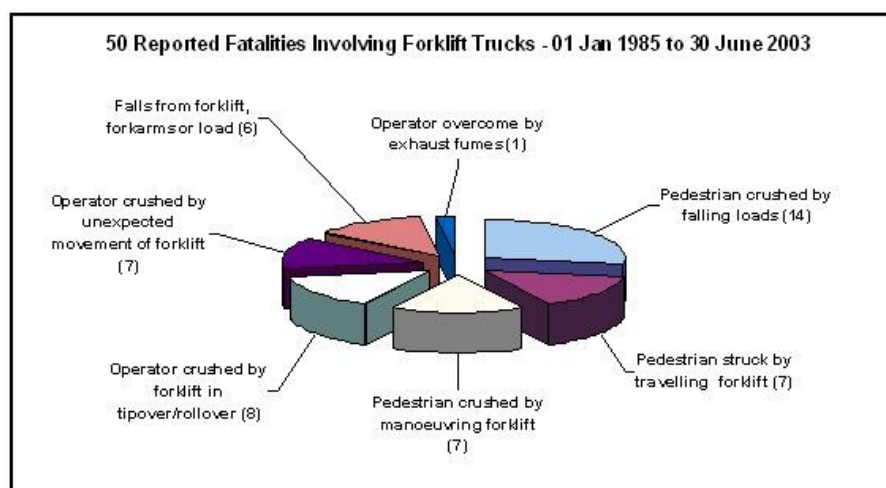


Figura 65: Statistiche degli incidenti che coinvolgono i Sollevatori in Australia dal 1985 al 2003

Come mostrato nella Figura 65, in cui sono riportate le casistiche di incidenti mortali che coinvolgono carrelli sollevatori in Australia [ 22] (simili statistiche esistono anche per i paesi europei e gli USA), operatori e pedoni sono protagonisti di molti incidenti che coinvolgono l'uso dei carrelli sollevatori. Secondo l'organizzazione USA denominata OSHA (acronimo di Occupational Safety & Health

Administration, Department of Labour of the USA Government), ogni anno accadono circa 90 incidenti mortali e 95000 altri incidenti che coinvolgono i sollevatori. Anche in Italia e negli altri paesi Europei i dati pubblicati dall'ISPESL [ 23] e da altre agenzie confermano che il numero di incidenti (a pedoni e operatori) che coinvolgono questo tipo di veicolo sono una parte molto rilevante del numero totale di incidenti sul lavoro. Proprio per questo motivo le agenzie di sicurezza sul lavoro nel mondo stanno dirigendo i loro sforzi nell'aumentare il livello di preparazione e promuovere il comportamento responsabile degli operatori. A tal riguardo si può riportare l'esperienza dell'istituto di ricerca PERCRO Lab, della Scuola Superiore Sant'Anna di Pisa, che ha sviluppato un simulatore in scala 1:1 per l'istruzione dei guidatori. Contemporaneamente alcuni produttori si stanno muovendo sul versante della sicurezza intrinseca del veicolo [ 24], sviluppando sistemi di bordo intelligenti capaci di supervisionare il funzionamento del sollevatore in modo da impedire che avvengano manovre pericolose [ 25] o, almeno, generare opportuni segnali visivi/sonori che avvertano in caso di situazioni pericolose, ad esempio per la presenza di pedoni nel raggio d'azione della macchina.

Nel corso di questo lavoro l'unità operativa dell'Università degli Studi di Firenze in collaborazione con la ditta Pramac s.p.a. e con l'azienda Arsilicii s.r.l. si è occupata di sviluppare tecniche di monitoraggio e controllo basate su sensori e modelli dinamici che possano aumentare la sicurezza del funzionamento dei carrelli sollevatori. L'obiettivo della ricerca sarà la realizzazione di un sistema di controllo in grado di impedire il ribaltamento del veicolo ovvero di limitare la velocità del medesimo al fine di ottenere una movimentazione delle merci più sicura. Chiaramente, utilizzando questo approccio, le variabili che sono di "disturbo" alla sicurezza saranno le condizioni del terreno, non sempre perfettamente piane, e, soprattutto, le manovre del carrellista che potranno essere le più varie.

Chiaramente prima di poter approntare una qualunque strategia di controllo è necessario conoscere la configurazione dell'insieme veicolo e carico movimentato; sarà dunque necessario, considerando note le caratteristiche del sollevatore controllato, andare a misurare il peso e la posizione del baricentro del carico sulla forca. Sulla base di tali variabili di ingresso, il sistema di controllo dovrà agire regolando, nel minor tempo possibile, la velocità massima del veicolo in modo tale da assicurare, nelle varie condizioni di lavoro, la massima si-

curezza nei confronti del ribaltamento del mezzo andando a trascurare, in questa prima analisi, le problematiche legate alla stabilità del carico sulle forche.



## **1 Scelta della strategia di controllo**

Volendo garantire la massima sicurezza per l'operatore e le eventuali persone presenti intorno al sollevatore è possibile ipotizzare due diversi approcci di controllo che differiscono tra loro sia a livello dei prevedibili risultati, sia per gli eventuali costi e per l'impatto che il sistema di controllo avrà sul prodotto così come viene attualmente realizzato e commercializzato.

Sostanzialmente le strategie possono essere suddivise in due categorie:

1. sistema di controllo in serie all'operatore: consiste in un sistema capace di "limitare" i comandi dell'operatore in modo da evitare il verificarsi di manovre pericolose. Rientrano in questa famiglia i sistemi di controllo che, ad esempio, in funzione della pendenza del piano di lavoro e delle caratteristiche del carico, sono in grado di limitare l'angolo di sterzata, la velocità massima e la rapidità di frenata comandata dall'operatore in modo da mantenere sempre il sistema in condizioni di sicurezza;
2. sistema di controllo in parallelo all'operatore: consiste nell'inserire un sistema di controllo che, in funzione delle condizioni al contorno di superficie di lavoro, carico etc. limiti la velocità massima e le prestazioni del motore in modo da garantire sufficienti condizioni di sicurezza qualunque sia la manovra imposta dall'operatore.

E' chiaro che il sistema di controllo in serie rappresenta, in prospettiva, la risposta ottimale alle problematiche di sicurezza ma, come facilmente intuibile, una sua adozione comporterebbe, senza dubbio, una sostanziale riprogettazione del prodotto; ad esempio dovrebbe essere implementato un sistema di sterzata motorizzato azionato tramite un sistema di controllo in tempo reale che valuti l'intera dinamica del veicolo e che sia in grado di intervenire autonomamente anche sulla trazione/frenatura. Seguendo questa strada saranno perciò necessari lunghi tempi di progettazione e notevoli costi di investimento. Per un progetto simile diviene dunque di fondamentale importanza eseguire un'attenta analisi del rapporto costi/benefici, soprattutto dal punto di vista della sensibilità del mercato. All'indubbio incremento del valore aggiunto del prodotto sarà infatti presumibilmente associato un notevole incremento del costo d'acquisto.

Viceversa, volendo tenere bassi i costi di implementazione e ottenendo contemporaneamente risultati in tempi brevi, la seconda strategia offre indubbiamente il miglior compromesso in termini sia di costi che di benefici. Infatti implementare una strategia di questo tipo non comporta sostanziali stravolgimenti del prodotto, se non l'aggiunta di qualche sensore e di un sistema di controllo, relativamente semplice, che limiti la massima velocità del veicolo. Chiaramente i risultati attesi, a meno di non limitare in maniera drastica la velocità di movimentazione del carico, non saranno in grado di fornire una sicurezza assoluta al mezzo ma porteranno comunque ad un incremento della stabilità del veicolo.

Nel corso del presente lavoro si è quindi deciso, in accordo con la ditta PRAMAC s.p.a., di sviluppare un sistema di controllo basato sulla seconda strategia che, per quanto meno avveniristica e sicura, è:

- più aderente alle finalità di mercato;
- potenzialmente in grado di fornire buoni risultati in tempi brevi;
- facilmente trasferibile sulla linea di produzione già esistente.

L'obiettivo di questo lavoro si è perciò concentrato nel creare un adeguato sistema di controllo, o meglio di supervisione, che abbia il compito di limitare la velocità del carrello in funzione delle condizioni al contorno in modo tale da impedire la possibilità di ribaltamento del mezzo in seguito alla nascita di forze inerziali, derivanti dalle possibili manovre dell'operatore. Operare in questa maniera significa considerare le possibili manovre dell'operatore come "disturbi" aleatori, pur sempre entro determinati limiti, ma non è l'unica strada percorribile infatti sarebbe possibile misurare, in tempo reale, tali grandezze attraverso accelerometri e sensori dell'angolo di sterzo del sollevatore. Note tali grandezze un sistema di controllo intelligente potrebbe facilmente analizzare la pericolosità della condotta di guida dell'operatore e, nel caso, limitare la velocità del mezzo. Procedere in questa maniera però comporterebbe la realizzazione di un sistema di controllo, certamente più complesso di quello in origine, caratterizzato da maggiori costi e con un livello di sicurezza in linea di massima inferiore. Infatti, un sistema di controllo di questo tipo, necessita di strumenti di misura estremamente pronti e di attuatori (motore e freni) con tempi di comando praticamente istantanei; queste condizioni non sono ottenibili nel caso affrontato infatti, si ha che la massa del veicolo e quindi le forze inerziali sono relativamente elevate mentre il motore, perfettamente adeguato per la normale movimentazione

merci, è sottodimensionato per le azioni di controllo che saranno necessariamente potenti e rapide. Infine, un tale sistema, pur misurando in tempo reale le azioni inerziali, non sarà comunque in grado di compensare eventuali manovre improvvise che, in quanto tali, genereranno forze inerziali istantanee sul carrello a cui il sistema di misura e controllo reagirà inevitabilmente con un certo tempo di ritardo.

Nell'ipotesi di lavoro precedentemente descritta sarà quindi necessario:

- calcolare il peso ed individuare il baricentro dell'intero sistema (carrello e carico);
- determinare l'orientazione della superficie di appoggio e selezionare al suo interno un'area in cui la proiezione del baricentro si possa considerare virtualmente "sicura";
- calcolare, ipotizzando le manovre limite possibili, se la distribuzione delle azioni inerziali derivanti dalle operazioni del cartellista cade all'interno dell'area identificata come "sicura" o nel caso limitare la velocità del mezzo e della potenza del sistema motore/freno.

Utilizzando questa strategia di controllo sarà di fondamentale importanza riuscire a calcolare, nella maniera più rapida ed accurata possibile, l'intersezione tra le possibili rette di azione della risultante delle azioni agenti sul baricentro (peso ed azioni inerziali dovute ad una qualsiasi manovra dell'operatore) con la superficie di appoggio, tenendo conto anche della pendenza del piano di lavoro. Nel caso in cui la proiezione di una delle possibili azioni agenti sul baricentro non sia contenuta all'interno di un'area di sicurezza [26]-[27] sarà infatti concreto il rischio di ribaltamento del mezzo.

## **2 Strumentazione e sensorizzazione**

Come già accennato il presente lavoro è stato svolto in collaborazione tra l'Università degli Studi di Firenze (per quanto riguarda la logica di controllo), la ditta Pramac s.p.a. (azienda che opera nel settore dei sollevatori) e la ditta Arsilici s.r.l. (che ha messo a punto la parte hardware di sensorizzazione e controllo) ed il suo obiettivo consiste nel creare un sistema di controllo anti-ribaltamento facilmente riadattabile a tutta la famiglia dei prodotti PRAMAC s.p.a.. Si è quindi deciso di prendere a riferimento un carrello della linea di produzione della PRAMAC s.p.a., il modello LX14/45, e di installare su questo un'opportuna sensoristica coordinata da apposito computer di bordo per la realizzazione della logica di controllo precedentemente illustrata. Queste catene di misura e controllo sono quindi state pensate, oltre che in base alle necessità proprie del sistema software da implementare, anche per ottenere un risultato che fosse successivamente opportunamente scalabile e riadattabile a tutta una famiglia di prodotti. Volendo una catena di misura il più possibile ridotta e semplificata, per ridurre i costi di una eventuale implementazione sul prodotto di mercato, si è inoltre deciso, di comune accordo con i collaboratori in questo progetto, di limitare il numero dei sensori da utilizzare a:

- N°4 celle di carico per la misura del peso del carico e la stima della posizione del suo baricentro;
- N°1 trasduttore di posizione per la misura dell'altezza della forca;
- N°1 sensore (o array di sensori) per la misura dell'altezza del carico;
- N°1 inclinometro biassiale per la misura dell'inclinazione della superficie di movimentazione;
- N°1 potenziometro per la lettura della posizione dello sterzo;
- N°1 accelerometro monoassiale opzionale in quanto può essere ridondante con l'inclinometro biassiale per la misura dell'accelerazione longitudinale del veicolo;
- N°1 encoder, già presente, per la lettura della posizione/velocità della motoruota.

Questi sensori sono poi stati interfacciati con un'opportuna intelligenza di bordo, realizzata appositamente dalla ditta Arsilici s.r.l., capace di acquisire,

trattare e fornire i segnali acquisiti da un computer industriale posizionato a bordo macchina.

## **2.1 LX 14/45**

Pramac s.p.a. ha quindi messo a disposizione, per il presente lavoro, un esemplare di LX14/45 (Figura 66).



Figura 66: Modello LX 14/45

Questo particolare tipo di sollevatore viene utilizzato per la movimentazione di carichi in applicazioni gravose (in termini di altezze e pesi), queste macchine, già di listino, abbinano, ad una ricca dotazione di serie, un alto livello tecnologico tra cui: controllo elettronico MOSFET; trazione ad eccitazione separata (SEM); sistema frenante a recupero di energia. La motorizzazione del carrello consiste in una motoruota azionabile in maniera diretta dall'operatore tramite apposito timone direzionale su cui è presente una manopola per il controllo della velocità del sollevatore. I sistemi di frenatura consistono nel freno motore elettrico a recupero di energia ed in un freno di stazionamento di tipo meccanico che si inserisce autonomamente a veicolo fermo.

Il sollevamento delle forche avviene tramite l'utilizzo di un circuito dedicato di tipo oleodinamico azionato tramite apposita pompa e valvola a tre vie. Il modello prescelto, permette di sollevare carichi da  $1400 \div 800 [kg]$  al variare della

quota che al massimo risulta essere di 4,5 [m] così come indicato dalla seguente tabella delle portate residue (Tabella 4).

PORTATE RESIDUE CARRELLI ELEVATORI				
Altezza [m]	2,9	3,5	4	4,5
Carico [kg]	1400	1200	1000	800

Tabella 4: Carico massimo sollevabile in funzione dell'altezza.

## 2.2 Celle di carico

Le celle di carico avranno il compito di misurare il peso del carico che verrà di volta in volta posizionato sulle forche quindi, oltre ad avere sensibilità, fondo scala e banda passante adeguate all'applicazione, dovranno essere robuste rispetto a urti e soprattutto a forze applicate in direzione normale a quella di misura. Inoltre, considerando la particolare applicazione, dovranno avere una buona stabilità rispetto alle variazioni di temperatura esterna e, dovendo misurare essenzialmente carichi statici, non dovranno presentare problemi di offset. Per consentirne il montaggio le celle di carico dovranno essere montate tra la forca mobile e una "falsa forca" come riportata in Figura 67.

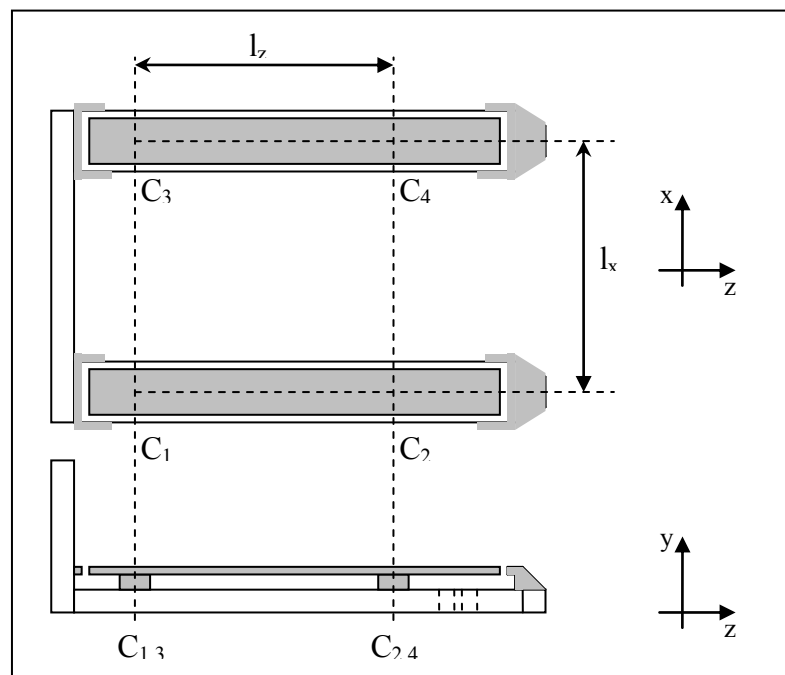


Figura 67: Schema della falsa forca (vista in pianta e laterale)

La falsa forca avrà anche il compito di funzionare da protezione contro urti e forze applicate sul piano parallelo al terreno grazie ad opportuni blocchi meccanici rispetto alla forca mobile. Nella realizzazione sarà necessario assicurare che il carico gravi esclusivamente sulla falsa forca, e che quindi non venga in

contatto con le altre parti della stessa (blocchi meccanici, puntale, spallamento posteriore, etc.).

Il montaggio e la scelta delle opportune celle di carico è stato lasciato, in base all'indubbia esperienza lavorativa nel settore, alla ditta PRAMAC s.r.l. (Figura 68)

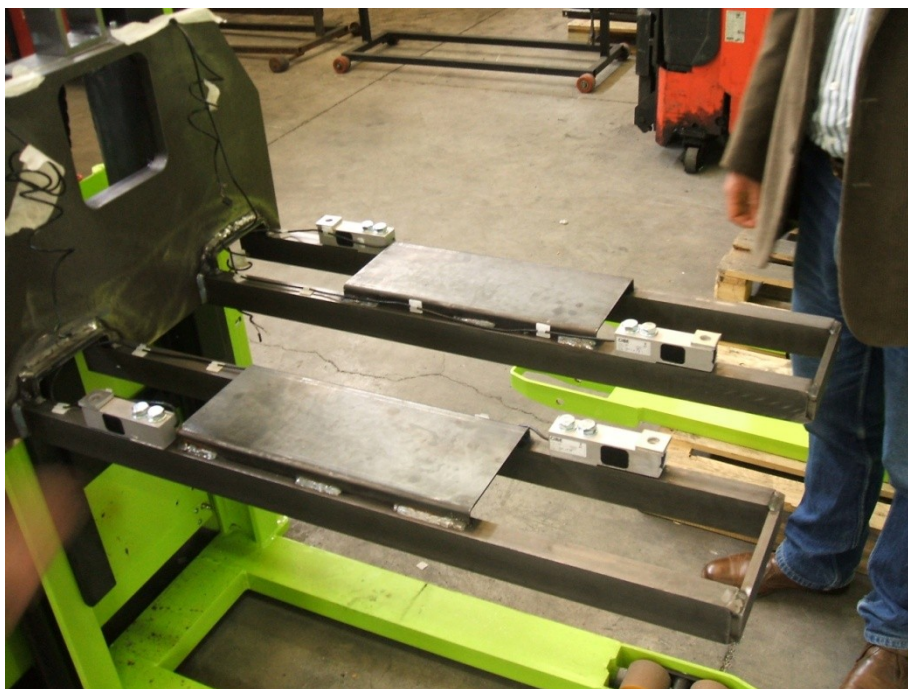


Figura 68: Posizionamento delle celle di carico prima dell'inserimento della falsa forca

### **2.3 Sensore di altezza della forca**

Non vi sono particolari esigenze da assicurare nella scelta del trasduttore per la posizione verticale della forca, tranne le evidenti esigenze di robustezza visto l'ambiente in cui dovrà operare (ambienti industriali) ed una sensibilità dell'ordine di  $1 \div 2$  [cm]. In particolare il sensore previsto per questo particolare scopo è di tipo ad ultrasuoni.

### **2.4 Sensore per la misura dell'altezza del carico**

Questo sensore fornisce, come vedremo nei prossimi capitoli, una misura di fondamentale importanza per il corretto funzionamento del sistema di controllo ed in particolare permette di avere una prima stima dell'altezza del baricentro del carico trasportato. Il sensore o l'array di sensori per misurare l'altezza del carico dovranno essere solidi, ben protetti da eventuali urti ma al contempo, do-

vendo fornire un valore di prima stima, non è richiesta un'estrema precisione ( $2 \div 5 [cm]$ ).

La soluzione individuata (Figura 70) per il prototipo consiste nell'utilizzare un unico sensore posizionato sopra la forca, in posizione protetta ed il più distante possibile dal carico, e movimentato da un motore passo-passo che effettua una "scansione" verticale del carico come visibile in Figura 69.

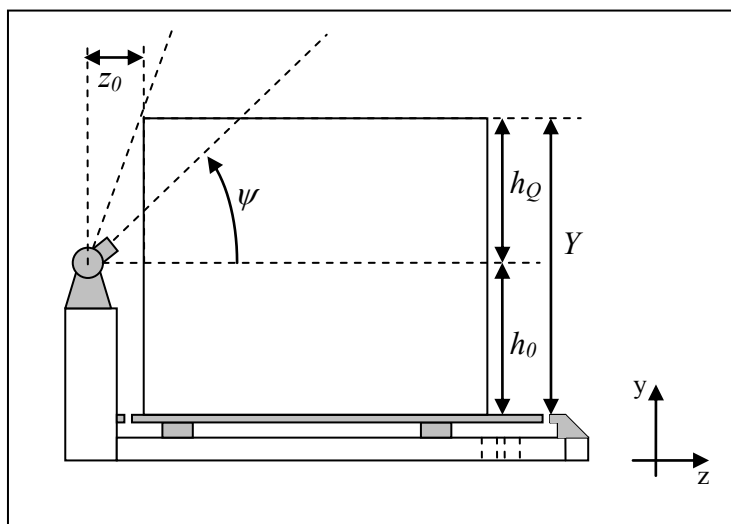


Figura 69: Sensore motorizzato per la misura dell'altezza del carico

Il motore, in seguito ad una variazione di carico sulla forca, effettuerà una scansione verticale facendo variare l'angolo  $\psi$  da  $0^\circ$  a  $90^\circ$ . In corrispondenza alla posizione orizzontale del sensore cioè con  $\psi = 0$  dovrà misurare e memorizzare la distanza  $z_0$  del sensore dal carico. L'angolo  $\psi$  viene quindi fatto aumentare dal motore passo-passo finché il sensore non rileva più la presenza del carico: misurando l'angolo  $\psi$  si può quindi risalire facilmente all'altezza  $h_Q$  del carico ricordando di sommare l'altezza  $h_0$  del sensore stesso rispetto alla forca ( $Y = h_Q + h_0 = z_0 \tan(\psi) + h_0$ ). Se il sensore non rileva la presenza del carico quando  $\psi = 0$ , è evidente che il carico, se presente, avrà altezza inferiore ad  $h_0$  e quindi verrà sovrastimato da questo valore. Ovviamente al crescere del angolo  $\psi$  si ha che la risoluzione con cui viene letta l'altezza del carico va via via calando.



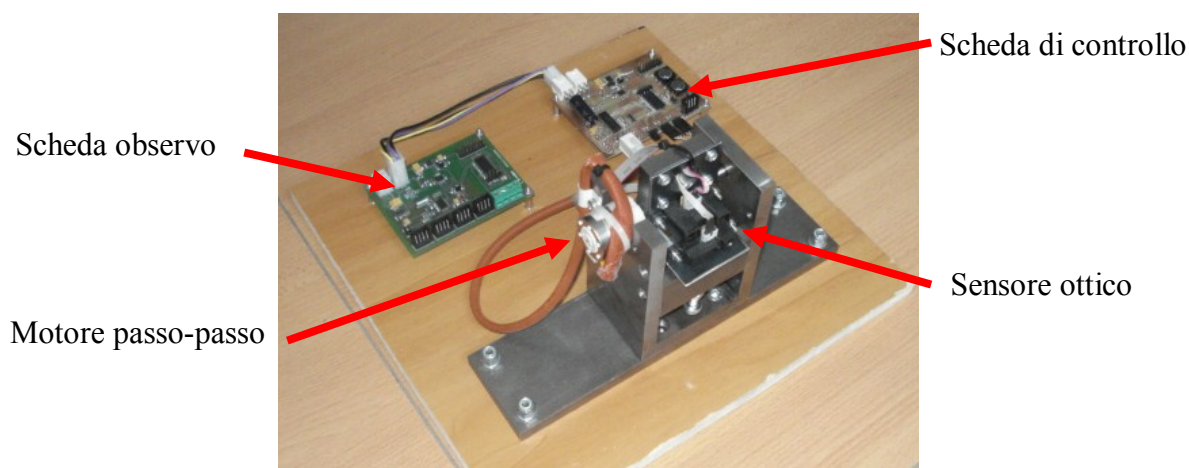


Figura 70: Dispositivo di misura altezza del carico e circuiti di interfaccia

## 2.5 Inclinometro ed accelerometro

L'inclinometro, dedicato alla lettura dell'inclinazione della superficie di appoggio del terreno su cui si muove il sollevatore, dovrà essere biassiale e con una banda passante di  $3 \div 5 [Hz]$ . Dovrà essere solido, poco sensibile agli urti ed alla temperatura anche se il suo montaggio non sarà necessariamente sulle forche e quindi potrà essere montato a bordo carrello in una posizione di per se protetta (Figura 71). In aggiunta posizionare l'inclinometro lontano dalle forche eviterà la lettura di eventuali frequenze di risonanza delle forche stesse dovute alla posizione, all'altezza ed all'entità del carico movimentato.

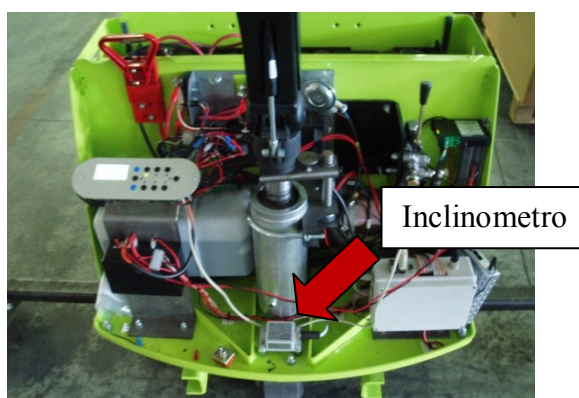


Figura 71: Posizionamento dell'inclinometro

Al contempo l'accelerometro monoassiale ricopre la funzione di fornire in ingresso al sistema di controllo l'accelerazione longitudinale del carrello sollevatore in modo da poter aggiornare e migliorare la stima della posizione verticale del baricentro del carico rispetto al piano della forca. Infatti in caso di manovre che determinano accelerazioni longitudinali (la maggior parte), le celle di carico

della forza consentono di misurare la coppia di inerzia dovuta al carico. Da tale misura, nota la massa del carico e la sua accelerazione longitudinale, è possibile ricavare il braccio della forza di inerzia longitudinale che altro non è che l'altezza del baricentro dal piano di appoggio. Al fine di rendere utilizzabile questa procedura i sensori (accelerometro monoassiale e cella di carico) dovranno essere pronti, sensibili e con una banda passante relativamente elevata.

## **2.6 Sensore di posizione dello sterzo**

Questo sensore fornisce, in ingresso al sistema di controllo, la posizione istantanea dello sterzo. Non necessitando di un'elevata risoluzione ed essendo lo sterzo limitato a un range massimo di circa 180° si è deciso, di comune accordo con PRAMAC s.p.a. di utilizzare un potenziometro collegato con lo sterzo tramite un accoppiamento a frizione con rapporto di moltiplicazione noto (Figura 72).



Figura 72: Accoppiamento di frizione del potenziometro dello sterzo

## **2.7 Distribuzione dell'intelligenza a bordo e interfaccia utente**

Mentre per l'individuazione ed il posizionamento dei vari sensori la scelta è stata, tenendo conto della maggior esperienza nel campo della costruzione dei sollevatori, guidata da PRAMAC s.p.a. l'hardware elettronico, per l'acquisizione e il trattamento dei segnali provenienti dai sensori, è stato messo a punto da Arsilicii s.r.l.. In particolare sono state realizzate tre schede elettroniche dedicate (Figura 73):

- **Pondero:** acquisisce i segnali dai sensori posizionati sulle forche (celle di carico ed accelerometro monoassiale) e li trasferisce,

potendo eseguire semplici operazioni a bordo scheda, a Colligo;

- **Observe:** controlla il motore passo-passo del sensore ottico e fornisce i dati di altezza e distanza del carico sulle forche a Colligo;
- **Colligo:** fa da tramite tra Pondero, Observe ed il computer industriale su cui viene implementata la logica di controllo, permette una visualizzazione di alcuni parametri impostabili del sollevatore ed infine, tramite alcuni pulsanti, consente di avviare alcune procedure impostabili quali la pesatura o la misura dell'altezza del carico su Pondero e Observe.

In questa prima fase di sperimentazione la logica di controllo, al fine di velocizzare lo sviluppo e la verifica del sistema di controllo, viene riversata su un computer industriale posizionato a bordo macchina. Successivamente, nella fase di pre-industrializzazione, verrà trasferita completamente sulla scheda Colligo che sarà quindi capace di gestire il sollevatore in maniera autonoma.

Il sistema di controllo è stato sviluppato in ambiente Matlab/Simulink e successivamente importato, all'interno del computer industriale presente a bordo macchina, tramite l'utilizzo di XpcTarget che, tramite compilatore (Watcom), permette il dialogo fra il prototipo ed un computer esterno.

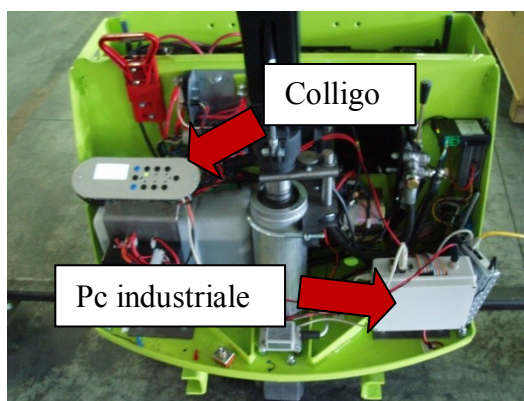


Figura 73: Posizionamento di colligo e del pc industriale

### **3 Sistema di controllo**

Come precedentemente detto l'Università degli Studi di Firenze si è occupata dello sviluppo della logica di controllo del sistema anti-ribaltamento. Nella fase iniziale in cui il prototipo veniva allestito, e quindi non era disponibile per effettuare prove sperimentali, è stato realizzato un modello virtuale del sollevatore in modo da poter fare le prime valutazioni e testare l'effettivo funzionamento della logica di controllo proposta. Come già anticipato il sistema di controllo è stato sviluppato in ambiente Simulink, cercando di seguire una logica che fosse il più possibile a blocchi. L'utilizzo di quest'impostazione ha infatti permesso di rendere il modello facilmente scomponibile in sottoparti, che sono perciò modificabili/ottimizabili a prescindere dal resto del modello e che possono essere implementate in maniera più semplice all'interno di un'eventuale macchina a stati. Questa impostazione si è rivelata particolarmente utile per facilitare l'individuazione e la correzione di eventuali problemi che si sono presentati nel passaggio dal modello al prototipo del sollevatore.

Volendo riprodurre in maniera più fedele possibile il comportamento dinamico del prototipo, è stata utilizzata, all'interno del programma Matlab/Simulink e partendo dai disegni forniti dalla ditta PRAMAC s.p.a., la libreria SimMechanics che mette a disposizione blocchi capaci di simulare la dinamica di sistemi meccanici anche complessi.

#### **3.1 Sollevatore virtuale**

Al fine di verificare e calibrare il sistema di controllo, prima della messa a punto del prototipo, è stato realizzato un modello "virtuale" del sollevatore tramite l'utilizzo di SimMechanics. Il modello è composto da tre corpi rigidi opportunamente collegati tra loro: la cassa, la forca ed il carico. Le caratteristiche geometriche e di massa sono state ottenute a partire dalla documentazione fornita da PRAMAC s.p.a. o da misure effettuate direttamente, in fase di allestimento, sul prototipo stesso. Come già detto la cassa, la forca ed il carico costituiscono le parti fondamentali del sollevatore. Esse sono state modellate con masse rigide le cui caratteristiche inerziali e baricentri (rilevati tramite i disegni forniti in SolidWorks) corrispondono a quelli del sistema reale (Figura 74).

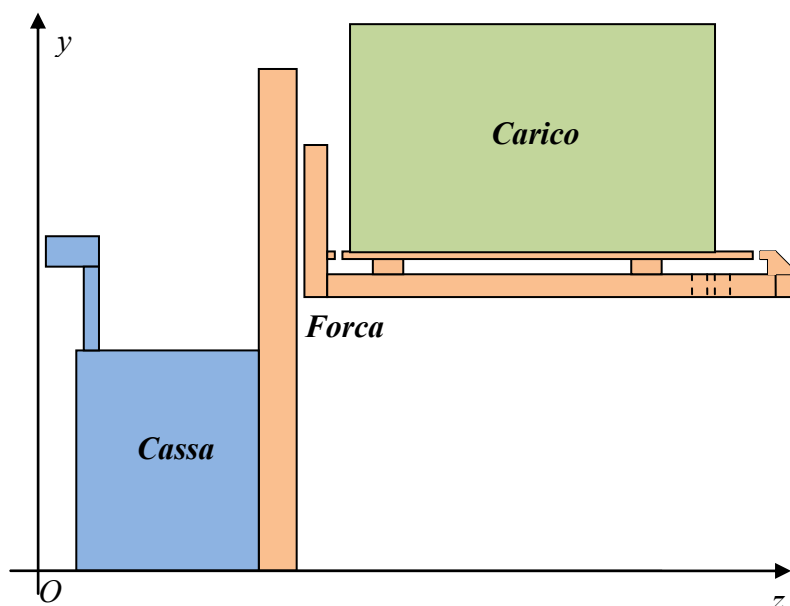


Figura 74: Corpi del modello SimMechanics

Nel collegamento delle masse tra loro sono stati utilizzati opportuni vincoli capaci di simulare il movimento relativo delle parti nel sollevatore reale (alzata della forca e del carico). Inoltre attraverso l'utilizzo di sensori virtuali si sono ricreati i sensori che saranno effettivamente presenti sul prototipo reale. Il collegamento fra il carico e la forca, ad esempio, è stato modellato tramite l'utilizzo di molle e smorzatori posizionati in corrispondenza delle celle di carico realmente installate sul prototipo ottenendo così una lettura delle forze scambiate fra i due corpi sia in fase di misura a carrello fermo che in condizioni di marcia.

Il modello realizzato dovrà inoltre permettere di simulare tutte le possibili manovre del prototipo reale sia per quanto riguarda i comandi dell'operatore che per la possibilità di operare su terreni con diverse inclinazioni.

Si è quindi deciso di collegare i corpi di cui sopra ad una serie di piattaforme virtuali, collegate tra loro tramite semplici giunti prismatici o rotoidali, ottenendo così la possibilità di applicare una qualunque traiettoria imposta al modello virtuale e, contemporaneamente, di andare a modificare, anche in modo continuo, l'inclinazione del piano su cui il carrello si trova ad operare. Il collegamento tra carrello virtuale e piattaforma è realizzato tramite molle  $\left(10^7 \left[\frac{\text{N}}{\text{m}}\right]\right)$  e smorzatori  $\left(5 \cdot 10^6 \left[\frac{\text{Ns}}{\text{m}}\right]\right)$  particolarmente rigidi che assumono la funzione di modellare le ruote. Questa modellazione mantiene il sollevatore virtuale fermo rispetto alla piattaforma a cui è collegato, semplificando la misura delle forze scambiate con

il terreno, ma al contempo, poiché la piattaforma stessa può essere movimentata a piacimento, sottopone il sollevatore virtuale alle medesime azioni inerziali che si genererebbero se percorresse la traiettoria impostata.

Come detto precedentemente l'utilizzo di molle e smorzatori per la modellazione dei collegamenti fra le parti in moto relativo semplifica la misura delle forze scambiate fra i vari corpi. Infatti l'elevata rigidità delle molle permette di calcolare l'equilibrio delle varie parti introducendo spostamenti molto piccoli e quindi perturbando poco la configurazione in analisi. Il modello rimane realistico fin tanto che le molle lavorano in compressione infatti le ruote reali, a differenza delle molle, non riescono a applicare una forza di richiamo, in caso di distacco, tra il carrello ed il terreno di appoggio. Qualora si verifichi una condizione del genere si ha che il carrello sollevatore avrebbe la ruota sollevata da terra e quindi, nella realtà, si starebbe assistendo ad un inizio di ribaltamento. La nascita di questa forza di richiamo nel modello virtuale permette di annullare l'eventuale ribaltamento e quindi di proseguire con l'eventuale simulazione in modo da verificare con una sola analisi, tenendo conto di un periodo transitorio in cui il carrello sollevatore esaurisce la fase di ribaltamento, il comportamento del sistema in più condizioni di lavoro. D'altro canto l'obiettivo del nostro lavoro consiste proprio nell'impedire l'accadimento di un eventuale ribaltamento quindi il modello risulta essere più che adatto allo scopo

Il modello così realizzato permette di impostare a piacere le traiettorie delle ruote, di operare su terreni con una qualsiasi inclinazione, di modificare nel corso della simulazione le condizioni di altezza e di peso del carico, ed in più è capace di evidenziare eventuali principi di ribaltamento. Si può quindi affermare che il modello virtuale, nei limiti delle sue semplificazioni, è capace di ricreare fedelmente il sistema reale garantendo al contempo una maggiore sicurezza e flessibilità rispetto al prototipo reale nella gestione delle prime prove di verifica del sistema di controllo.

Per rendere il modello virtuale più semplice da utilizzare è stata creata un'interfaccia grafica in cui fossero presenti tutti i comandi che l'operatore ha a disposizione sul carrello sollevatore e contemporaneamente fosse possibile visualizzare il comportamento del sollevatore virtuale (Figura 75).

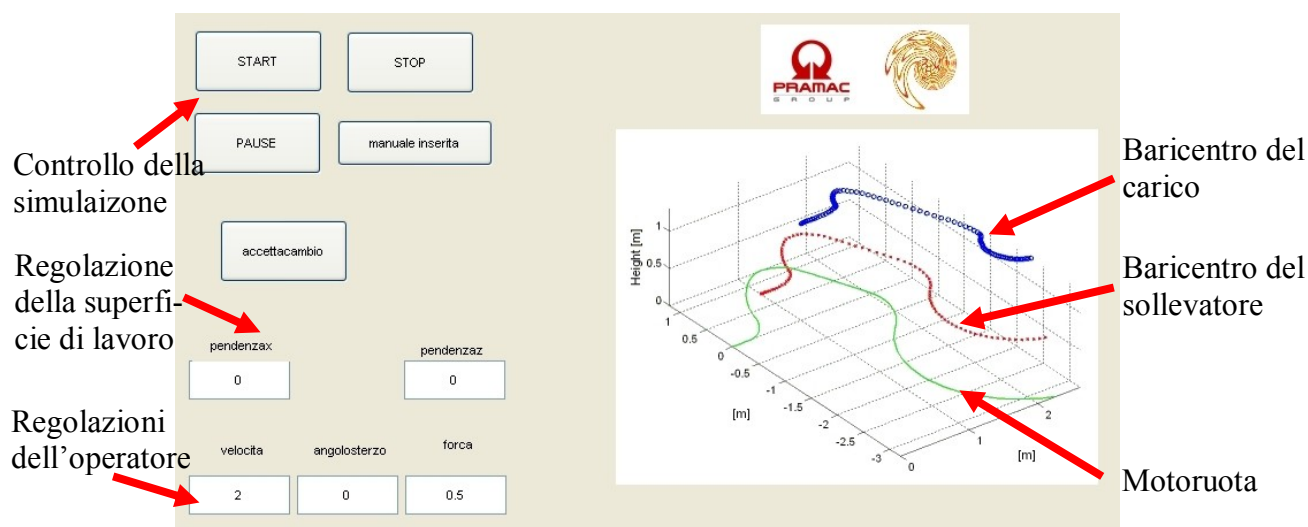


Figura 75: Interfaccia grafica del modello di controllo virtuale

### 3.2 Algoritmo di controllo

Come accennato precedentemente il sistema di controllo, che vogliamo realizzare, deve garantire la stabilità del sollevatore nelle più svariate condizioni operative agendo in parallelo all'operatore. Questa è assicurata se, in ogni istante, la proiezione del baricentro del veicolo, lungo la direzione dalla risultante delle forze statiche (peso) e dinamiche (longitudinale e centrifuga), cade all'interno dell'area di appoggio del sollevatore sul piano del terreno. Sul prototipo realizzato nell'ambito del progetto "StackSafe", così come anche nel modello virtuale, questa condizione viene assicurata andando a limitare le prestazioni in termini di velocità ed accelerazione della ruota motrice in funzione della configurazione del veicolo rilevata dai vari sensori. Sarà inoltre necessario andare a costruire un'opportuna logica di controllo capace di operare da inizio a fine ciclo di lavoro del sollevatore andando quindi ad inicializzarsi, rilevare eventuali variazioni di carico ed infine modulando, come già detto, le prestazioni del motore. Si è quindi deciso di operare attraverso una logica a stadi in cui, a cominciare dalla messa in moto del veicolo, il passaggio da una fase all'altra avviene solo quando sono soddisfatte opportune verifiche (Figura 76).

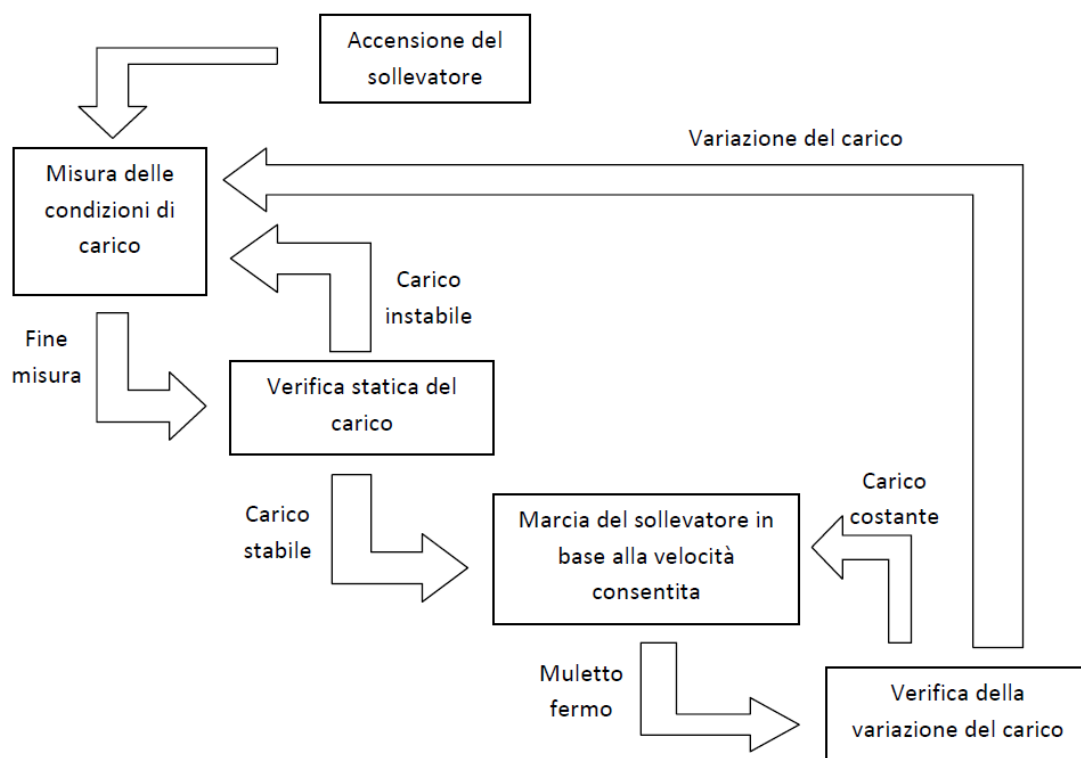


Figura 76: Schema a blocchi della logica di controllo

In particolare, come visibile dalla Figura 76, cominciando dall'accensione del veicolo si avrà:

1. **inizializzazione e misura delle condizioni del carico:** in cui verrà determinata, nella maniera più accurata possibile la posizione del baricentro del carico trasportato;
2. **verifica statica del carico:** in caso di risultato negativo non permetterà la movimentazione dello stesso e fornirà un eventuale segnale sonoro/luminoso di errore all'operatore;
3. **marcia del sollevatore in base alla velocità consentita:** verificata l'effettiva stabilità statica del veicolo si determina la massima velocità ed accelerazione che possono essere erogate dal motore senza comportare pericolo per la stabilità della marcia;
4. **verifica della variazione del carico:** in caso di modifica del carico trasportato permette la re-inizializzazione della procedura garantendo quindi sempre la massima sicurezza nell'esercizio.



### 3.3 Implementazione del sistema di controllo in Simulink

Tenendo ben presente lo schema a blocchi di Figura 76 ed utilizzando il programma Matlab/Simulink si è proceduto alla realizzazione di un sistema di controllo che fosse il più possibile diviso in sottogruppi, attivati o disattivati in base ad una opportuna logica, controllati tramite l'utilizzo di una macchina a stati, che provvederà ad eseguire le fasi dell'algoritmo di controllo presentato precedentemente (paragrafo 3.2). L'utilizzo di una macchina a stati ha permesso di suddividere, così come visibile in Figura 77, le fasi di lavoro in quattro diverse procedure ed in particolare: Measure, Static check, Control e Rapid check.

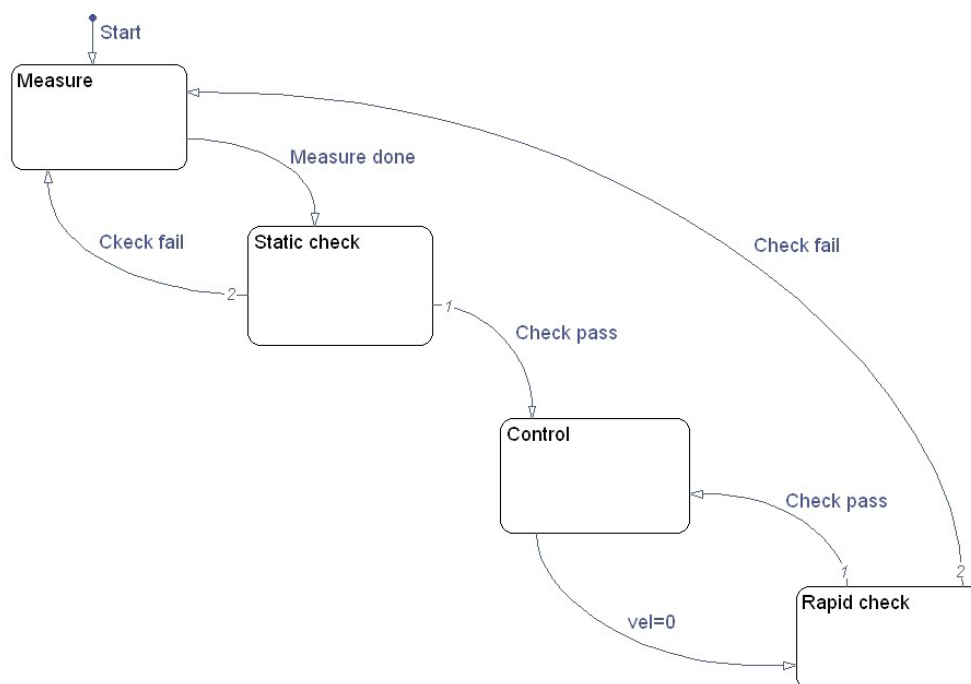


Figura 77: Schema di funzionamento della macchina a stati realizzata

Seguendo la logica di funzionamento della macchina a stati ogni stato esegue delle funzioni differenti rispetto agli altri ed il passaggio dall'uno all'altro è consentito solo attraverso opportune verifiche. Scendendo più nel dettaglio abbiamo:

- **Measure:** in questa modalità l'unico movimento concesso al carrello sollevatore è l'innalzamento della forca. Il sistema di controllo si occupa contemporaneamente, di valutare la posizione del baricentro in base alle procedure riportate precedentemente.

- **Static check:** in seguito alla misura della posizione del baricentro il sistema effettua la verifica della posizione statica del carico nel caso in cui la verifica venga passata il sistema passa alla fase successiva in cui il carrello ha la possibilità di cominciare a muoversi altrimenti la logica a stati riporta il sistema nella fase Measure permettendo di scaricare il carico appena valutato per riposizionarlo sulle forche in maniera corretta.
- **Control:** verificato il corretto posizionamento del carico sulle forche il sistema di controllo abilita la possibilità di movimentare il carico. La velocità e le prestazioni massime vengono limitate in base alla posizione del baricentro globale del veicolo ed all'entità del carico. Considerando che in fase di marcia il carico non può essere modificato si esce da questa modalità solo quando l'operatore ferma il carrello sollevatore.
- **Rapid check:** se, dopo la fase precedente di movimentazione del carico, l'operatore ferma il carrello sollevatore il sistema di controllo esegue una verifica veloce sull'entità del carico valutando se ci sono state, rispetto al valore salvato ad inizio procedura, delle variazioni in termini assoluti o relativi tali da dover riavviare la procedura di verifica e stabilire quindi un nuovo baricentro globale del veicolo.

Grazie a questa formulazione del problema è stato quindi possibile implementare una logica di controllo, che garantisca la massima sicurezza in tutte le fasi di lavoro del carrello sollevatore. L'utilizzo di una macchina a stati ha inoltre permesso di gestire in maniera separata le funzioni necessarie per ogni singola fase di lavoro andando quindi a risolvere in maniera più semplice eventuali problemi di ottimizzazione o di messa a punto di un sistema che, nella sua globalità, risulta essere piuttosto complesso. Si è quindi provveduto a realizzare, all'interno dell'ambiente Matlab/Simulink (Figura 78), sottogruppi del programma di controllo, indipendenti tra loro, dedicati a singole procedure di calcolo o a singole verifiche:

1. identificazione del baricentro;
2. verifica statica del corretto posizionamento del carico;

3. compensazione dell'inclinometro;
4. verifica dinamica della modalità di manovra sicura;
5. verifica della variazione del carico.

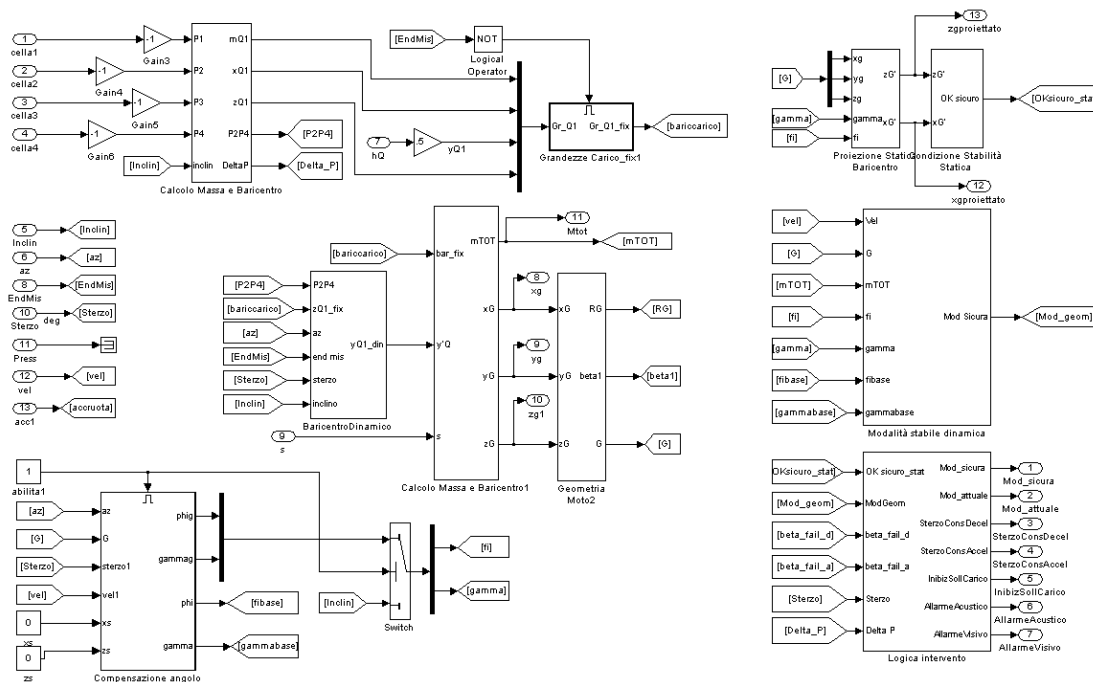


Figura 78: Schema Simulink del sistema di controllo

### 3.3.1 Identificazione del baricentro

Questo gruppo permette l'identificazione del baricentro del sistema carrello sollevatore/cassa e quindi è di fondamentale importanza sia per la verifica statica, del corretto caricamento del carico, sia per il corretto funzionamento, in condizioni di marcia, del sistema antiribaltamento.

#### 3.3.1.1 Identificazione statica

Una prima stima (verifica statica) della posizione del baricentro del sistema carrello/carico viene fatta a sollevatore fermo, subito dopo l'accensione e tutte le volte che si ha una variazione significativa del carico sulle forche. Essendo il baricentro del carrello sollevatore fisso e ben definito a partire dai dati forniti dalla ditta produttrice PRAMAC s.p.a. si procede con l'identificazione del solo baricentro del carico per poi procedere, tramite semplici relazioni, al calcolo del baricentro globale del sistema. In particolare il sistema esegue:

- una valutazione approssimativa dell'altezza (asse  $y$ ) del baricentro del carico fornita dal sensore ottico o, in assenza di segnali utili alla misura, da una stima cautelativa del medesimo;
- una valutazione accurata della posizione (assi  $x$  e  $z$ ) del baricentro del carico sul piano delle forche;

Durante questa prima fase il sollevatore è fermo quindi l'inclinazione del piano di carico può essere rilevata, senza la presenza di eventuali segnali dinamici sovrapposti, dall'inclinometro. Si ha quindi che nel caso più generale, in cui il sollevatore si trova su un piano inclinato, le formule che legano la posizione del baricentro alle grandezze misurate risultano essere le seguenti.

$$C_1 + C_2 + C_3 + C_4 = P_y \quad (24)$$

$$P_x = P_y \cdot \tan(\varphi) \quad (25)$$

$$P_z = P_y \cdot \tan(\gamma) \quad (26)$$

$$z_q = \frac{(C_2 + C_4) \cdot l_z + P_z \cdot y_q}{P_y} \quad (27)$$

$$x_q = \frac{C_3 \cdot l_{x13} + C_2 \cdot \frac{l_{x13} - l_{x24}}{2} + C_4 \cdot \frac{l_{x24} + l_{x13}}{2} + P_x \cdot y_q}{P_y} \quad (28)$$

Per la comprensione dei simboli adottati nelle precedenti relazioni si faccia riferimento, alla seguente legenda ed allo schema riportato in Figura 79.

$C_1, C_2, C_3, C_4$  = forze misurate dalle celle [N];

$P_x, P_y, P_z$  = componenti della forza peso lungo gli assi  $x, y, z$  [N];

$\varphi, \gamma$  = inclinazione del piano di lavoro rispetto agli assi  $x$  e  $z$  [rad];

$x_q, y_q, z_q$  = coordinate del baricentro sugli assi  $x, y, z$ .

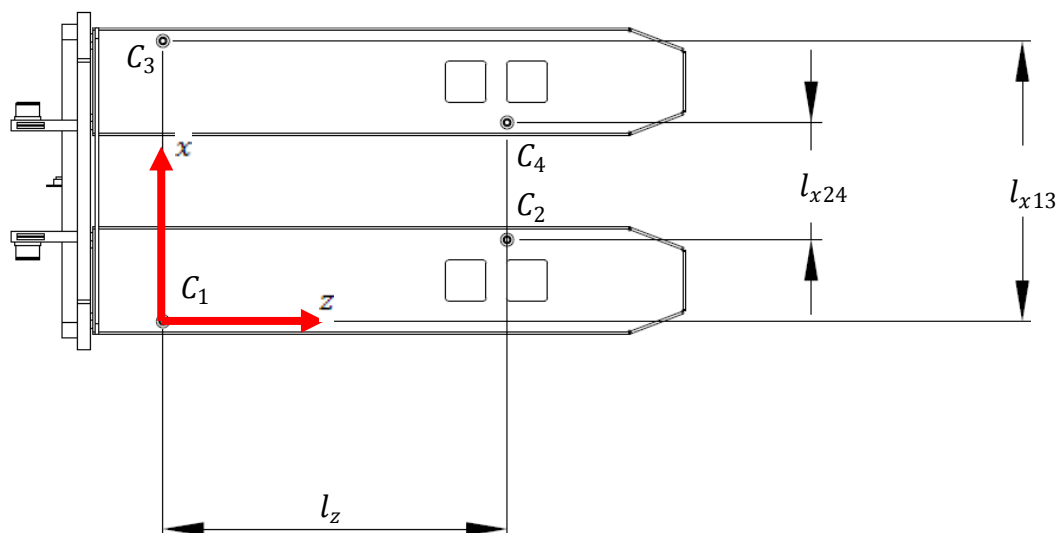


Figura 79: Posizionamento delle celle di carico sulle forche

Come si può facilmente osservare dalle formule ( 24 )-( 25 )-( 26 )-( 27 )-( 28 ) si ha che le due coordinate sull'asse  $x$  e  $z$  del baricentro necessitano della conoscenza della posizione del baricentro del carico rispetto all'asse  $y$  (verticale). Come già accennato il carrello sollevatore è dotato di un sensore ottico rotante (paragrafo 2.4), montato sulla forca, e capace di stimare l'altezza del carico. In caso di guasto rilevabile da parte dal sottosistema ottico, in un ottica di funzionamento in sicurezza dell'intero sistema, la stima dovrà essere sostituita da un valore di altezza massima andando così a sovrastimare, con buona probabilità, l'effettiva altezza del carico.

Tuttavia anche raggiungendo una buona accuratezza nella misura dell'altezza attraverso il sistema ottico, non si può garantire l'accuratezza della stima della posizione del baricentro che di fatti viene ipotizzato ad una data percentuale dell'altezza misurata (50% nell'ipotesi di carico a sezione costante ed omogeneo).

Considerando comunque che è buona prassi del operatore operare, quantomeno nelle fasi di carico e scarico del carrello sollevatore, quanto più possibile su piani di lavoro non inclinati o leggermente inclinati ( $\varphi, \gamma \cong 0$ ) si ha che le formule precedenti diventano:

$$C_1 + C_2 + C_3 + C_4 = P_y \quad (29)$$

$$z_q = \frac{(C_2 + C_4) \cdot l_z}{P_y} \quad (30)$$

$$x_q = \frac{C_3 \cdot l_{x13} + C_2 \cdot \frac{l_{x13} - l_{x24}}{2} + C_4 \cdot \frac{l_{x24} + l_{x13}}{2}}{P_y} \quad (31)$$

E quindi esatte a meno di errori in lettura sulle celle di carico.

### 3.3.1.2 Aggiornamento dinamico

L'incertezza sulla misura fornita dal sensore ottico, che va a discapito anche dell'efficacia delle logiche di controllo che verranno utilizzate successivamente, può essere ridotta assumendo come esatta (caso  $\varphi, \gamma \cong 0$ ) la misura della posizione del baricentro sugli assi  $x$  e  $z$  infatti in questo caso, durante il moto del sollevatore, è possibile, misurando contemporaneamente la variazione della distribuzione del carico sulle forche e l'accelerazione del baricentro del carico, determinare dinamicamente la posizione del baricentro lungo l'asse  $y$ . Infatti, durante le manovre di avvio e di arresto del carrello ma non solo e necessariamente durante queste ultime, il carico sarà sottoposto a sensibili accelerazioni longitudinali (Figura 80) che si indicheranno con  $a_z$  che si manifesteranno come una forza applicata al baricentro del carico lungo la direzione longitudinale ( $z$ ) di modulo pari a  $m_q a_z$  (dove  $m_q$  è la massa del carico) e verso opposto all'accelerazione.

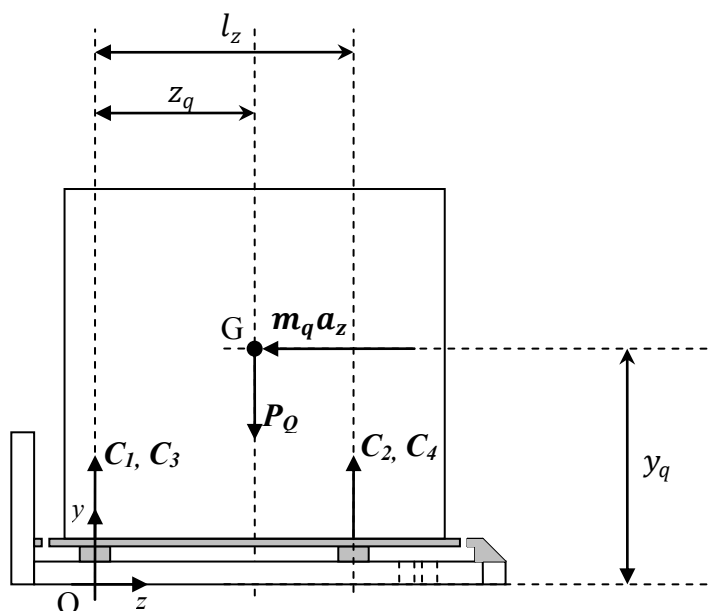


Figura 80: Ripartizione del carico in fase di accelerazione o decelerazione longitudinale

Facendo riferimento allo schema in Figura 80, ed imponendo l'equilibrio alla rotazione attorno all'asse  $x$ , si ottiene che:

$$y_q = \frac{z_q P_y - l_z (C_2 + C_4)}{m_q a_z} \quad (32)$$

Ovviamente tale stima risulta applicabile solo in presenza di accelerazioni longitudinali relativamente elevate inoltre poiché la tecnica si basa su grandezze misurate, e quindi anch'esse affette da un certo grado di incertezza, la precisione del risultato andrà verificata sul prototipo. Si dovrà inoltre garantire che i segnali di forza e accelerazione siano il più possibile in "fase" cioè che entrambi i tipi di sensori abbiano una dinamica simile (ad es. le costanti tempo e/o banda passante). L'implementazione di questa procedura ha perciò richiesto tutta una serie di accortezze nell'analisi e nell'elaborazione dei dati infatti:

- per evitare effetti di ripartizione di carico dovuti ad eventuali forze centrifughe, e poiché il sensore accelerometrico posizionato sulla forca è di tipo monoassiale, l'aggiornamento della posizione del baricentro viene effettuato solo se lo sterzo risulta essere in un angolo prossimo a zero ( $\pm 5^\circ$ );
- per limitare i problemi dovuti ad elevati rapporti rumore/segnale sui canali acquisiti si attiva la procedura solo quando l'accelerazione letta è maggiore di una soglia minima ( $0,1 \left[ \frac{m}{s^2} \right]$ );
- Per eliminare o per lo meno ridurre eventuali disturbi di breve durata o spike sui segnali acquisiti l'aggiornamento del valore della quota viene effettuato attraverso un calcolo di tipo integrale in cui, ad ogni passo, si corregge il valore attualmente stimato sommando, in maniera algebrica, un'opportuna frazione della differenza tra il valore al passo precedente e quello ottenuto dal calcolo.

Infine, valutata la posizione del baricentro del carico nel sistema di riferimento solidale al sollevatore, risulta semplice calcolarsi, tramite la conoscenza della struttura e della posizione della forca, la posizione del baricentro globale  $(x_g, y_g, z_g)$  del carrello sollevatore.

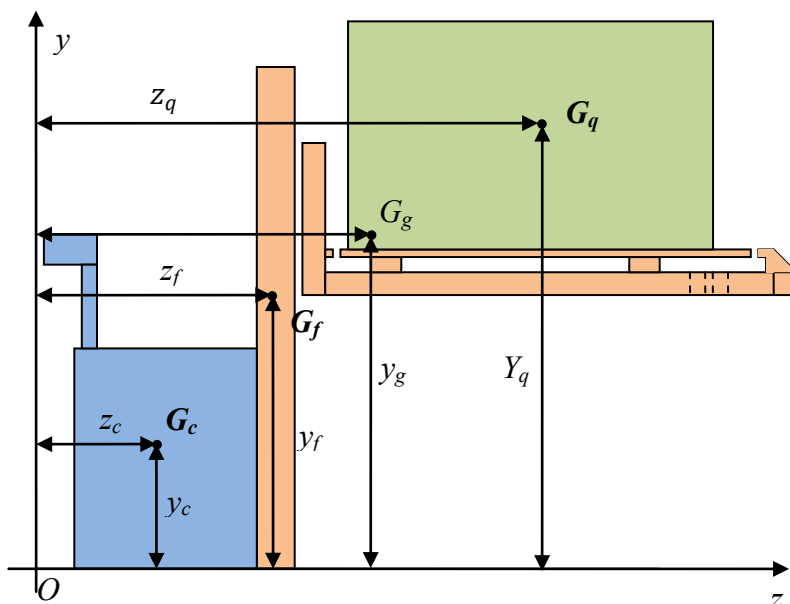


Figura 81: Schema bi-dimensionale della posizione dei baricentri

### 3.3.2 Verifica statica del corretto posizionamento del carico

Ottenuta una stima più o meno accurata della posizione del baricentro è possibile eseguire una prima verifica, prima ancora di iniziare a muovere il carrello, sulla stabilità statica del veicolo controllando cioè il corretto posizionamento del carico sulle forche. La verifica, così come vedremo per la fase di scelta della modalità di marcia sicura, consiste nel controllare che la proiezione del baricentro, identificato precedentemente, cada all'interno di un'area, posizionata sulla superficie di appoggio delle ruote e racchiusa da esse, definita sicura (Figura 82).

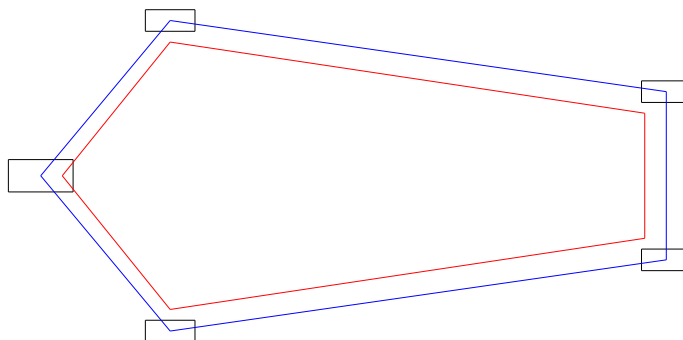


Figura 82: Impronta delle ruote (blu) ed area di sicurezza (rossa)



Considerando che in questa fase il veicolo è fermo e che quindi il valore degli angoli  $\varphi$  e  $\gamma$  di inclinazione del terreno di lavoro, ottenuti tramite lettura dall'inclinometro montato a bordo macchina, sono esatti (non hanno sovrapposta nessuna componente dinamica) si può facilmente ricavare il punto di proiezione del baricentro sul piano delle ruote del muletto tramite l'utilizzo delle seguenti formule:

$$x_{pg} = x_g - y_g \cdot \tan(\varphi) \quad (33)$$

$$z_{pg} = z_g + y_g \cdot \tan(\gamma) \quad (34)$$

Definita quindi un'area di sicurezza (Figura 82), che sia cioè stata creata mantenendo una distanza di rispetto pari a 5 [cm] rispetto al perimetro che delimita l'area definita dall'impronta delle ruote sul terreno, si può facilmente verificare se il punto calcolato  $(x_{pg}, z_{pg})$  cade all'interno di essa e quindi se l'appoggio è sicuro o meno.

Nel caso in cui la verifica non sia soddisfatta, oltre ad inviare una segnalazione luminosa e/o sonora, il sistema di controllo impedisce la movimentazione del veicolo permettendo solamente la movimentazione delle forche che quindi possono depositare il carico.

Chiaramente dopo aver depositato il carico l'algoritmo visto precedentemente prevede una nuova fase di stima della posizione del baricentro del veicolo, che in questo caso coinciderà con quello del carrello sollevatore, e di conseguenza permetterà di muovere il veicolo e quindi di riposizionare le forche in modo da poter sollevare in maniera corretta il carico.

### 3.3.3 Compensazione dell'inclinometro

La misura dell'angolo di inclinazione del terreno di lavoro è, come evidenziato nei paragrafi precedenti, di fondamentale importanza per la buona riuscita delle logiche di controllo implementate. Essendo però l'inclinometro un sensore di tipo inerziale si ha che, in fase di marcia, risente sia dell'accelerazione di gravità (inclinazione del terreno) che delle accelerazioni dovute alla marcia del carrello sollevatore (forze dinamiche). Si è quindi provveduto ad inserire un'opportuna logica di compensazione che non andasse a limitare, come per il caso con filtri passa basso, la risposta in frequenza del sensore ma che al contempo permettesse di "cancellare" la parte di segnale dovuta alle forze dinami-

che e che si va a sovrapporre sul segnale di inclinazione fornito dal sensore in modo da avere un risposta rapida anche in caso di brusche variazioni del terreno. Come punto di partenza sono state scritte le equazioni capaci di calcolare le accelerazioni di un qualunque punto del veicolo lungo i suoi assi principali. Ad un analisi più accurata si vede che il moto del muletto risulta essere di tipo piano ed in condizioni di puro rotolamento è facilmente rappresentabile nello schema in

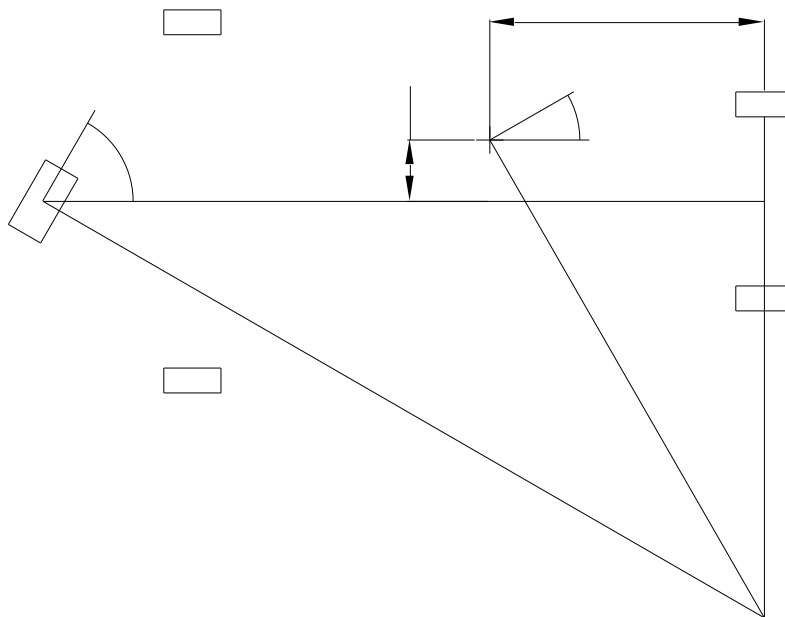


Figura 83:

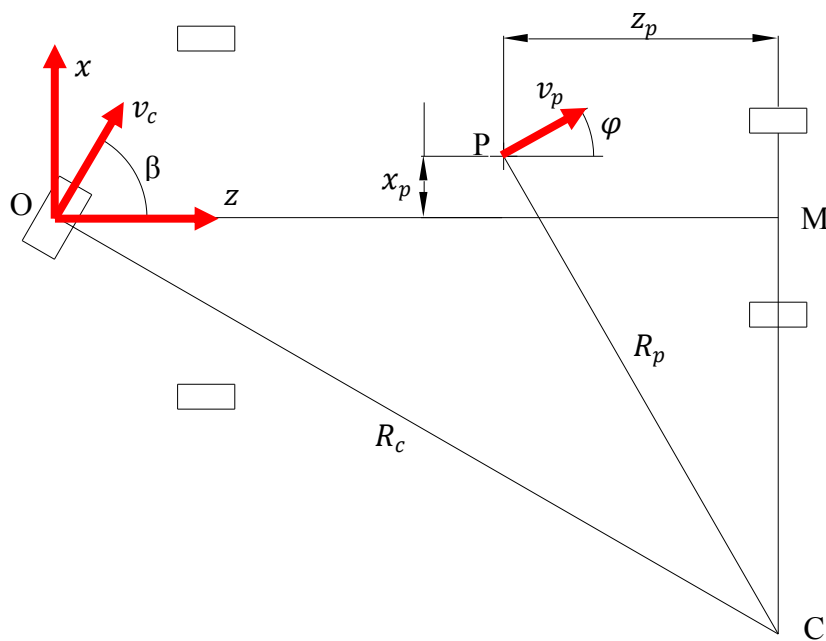


Figura 83: Schema cinematico del veicolo

dove:

- O centro della ruota motrice e origine del sistema di riferimento solidale;  
M baricentro delle ruote anteriori;  
C centro istantaneo di curvatura;  
 $\beta$  angolo dello sterzo rispetto alla direzione longitudinale;  
 $\varphi$  angolo della velocità istantanea del baricentro rispetto alla direzione longitudinale;  
 $z_p, x_p$  coordinate di un generico punto del carrello sollevatore;  
 $v_p, v_c$  velocità istantanea della ruota e del generico punto;

Utilizzando un sistema di riferimento solidale al veicolo ( $x, z$ ) risulta evidente che il legame fra le due velocità nel riferimento solidale è espresso dalle seguenti relazioni ( 35 )( 36 )-( 37 )( 38 ):

$$v_{px} = \frac{v_c}{R_c} R_p \sin(\varphi) = \frac{v_c \sin(\beta)}{OM} R_p \frac{OM - z_p}{R_p} = v_c \frac{OM - z_p}{OM} \sin(\beta) \quad (35)$$

$$v_{pz} = \frac{v_c}{R_c} R_p \cos(\varphi) = \frac{v_c \sin(\beta)}{OM} R_p \frac{\left(\frac{OM}{\tan \beta} + x_p\right)}{R_p} = v_c \left[ \cos(\beta) + \frac{x_p}{OM} \sin(\beta) \right] \quad (36)$$

Da queste due equazioni, ricordando che il sistema di riferimento utilizzato è solidale al veicolo, si ha:

$$a_{px} = \dot{v}_{px} - \dot{\omega} v_{pz} \quad (37)$$

$$a_{px} = a_c \frac{OM - z_p}{OM} \sin(\beta) + v_c \dot{\beta} \frac{OM - z_p}{OM} \cos(\beta) - \frac{v_c^2 \sin(\beta)}{OM} \left[ \cos(\beta) + \frac{x_p}{OM} \sin(\beta) \right]$$

$$a_{pz} = \dot{v}_{pz} - \dot{\omega} \cdot v_{px}$$

$$a_{pz} = a_c \left[ \cos(\beta) + \frac{x_p}{OM} \sin(\beta) \right] - v_c \dot{\beta} \left[ \sin(\beta) - \frac{x_p}{OM} \cos(\beta) \right] + \frac{v_c^2 \sin^2(\beta)}{OM} \frac{OM - z_p}{OM} \quad (38)$$

Attraverso queste equazioni è perciò possibile ricavare, conoscendo i dati in ingresso da opportuni sensori, quali la posizione dello sterzo e la velocità della motoruota, il valore dell'accelerazione longitudinale e laterale a cui è sottoposto, durante una generica manovra del carrello, un punto qualsiasi del sollevatore. Utilizzando le coordinate dell'inclinometro nelle equazioni (( 37 )( 38 ) ed utilizzando i dati in uscita dai vari sensori è possibile andare ad eliminare, almeno parzialmente, la componente dovuta alle azioni inerziali sulla lettura effettuata dall'inclinometro.

Una prima verifica del sistema proposto è stata effettuata andando ad implementare le equazioni (( 37 )( 38 ) su un sistema di controllo interfacciato con il sollevatore virtuale creato in SimMechanics. I risultati ottenuti, per quanto non veritieri in quanto il rumore ed i ritardi dei canali acquisiti erano stimati sulla base di esperienze precedenti con altri prototipi, sono stati particolarmente incoraggianti; si è quindi deciso di seguire questa strada anche per le successive prove sul prototipo.

### 3.3.4 Verifica dinamica della modalità di manovra sicura

Come già ampiamente ricordato la condizione di sicurezza del muletto viene garantita se, in qualunque condizione di marcia, la proiezione della forza peso combinata con le forze di tipo inerziale cade all'interno dell'area delimitata dall'impronta delle ruote sul terreno. Volendo garantire un margine di sicurezza, si farà riferimento non tanto all'impronta geometrica ma ad una sua riduzione, denominata area di sicurezza, presentata in precedenza per la verifica statica della stabilità del carrello sollevatore (paragrafo 3.3.3.2).

Volendo prevenire una qualunque manovra dell'operatore risulta di fondamentale importanza riuscire a stimare quali saranno le massime forze dinamiche che si potranno generare. Per fare questo sono state utilizzate le equazioni ( 37 )( 38 ) che forniscono, note le condizioni di manovra, le accelerazioni longitudinali e laterali e di conseguenza le forze d'inerzia su un punto generico del carrello sollevatore durante una generica manovra del veicolo.

Per una migliore comprensione dei passaggi effettuati nella realizzazione del sistema di controllo si riportano nuovamente le formule ( 37 )( 38 ) riferendole al baricentro globale del veicolo.

$$a_{gx} = a_c \frac{OM-z_g}{OM} \sin(\beta) + v_c \dot{\beta} \frac{OM-z_g}{OM} \cos(\beta) - \frac{v_c^2 \sin(\beta)}{OM} \left[ \cos(\beta) + \frac{x_g}{OM} \sin(\beta) \right] \quad (39)$$

$$a_{gz} = a_c \left[ \cos(\beta) + \frac{x_g}{OM} \sin(\beta) \right] - v_c \dot{\beta} \left[ \sin(\beta) - \frac{x_g}{OM} \cos(\beta) \right] + \frac{v_c^2 \sin^2(\beta)}{OM} \frac{OM-z_g}{OM} \quad (40)$$

Queste formule, calcolate inserendo le coordinate del baricentro del veicolo, forniscono le accelerazioni e perciò, a meno della massa, anche le forze inerziali laterali e longitudinali del veicolo. Rimane quindi il problema di individuare

un massimo di queste funzioni al variare delle singole variabili. In particolare, osservando il sistema, si può vedere che:

- $x_g, z_g$  vengono letti in avvio della procedura e mantenuti costanti nel corso della movimentazione del carico;
- $v_c, a_c$  sono le variabili su cui vogliamo agire per limitare i pericoli di ribaltamento;
- $\beta$  può assumere un qualunque valore compreso fra  $\pm 90^\circ$ ;
- $\dot{\beta}$  dipende dalla bruschezza della manovra effettuata dall'operatore.

Considerando l'elevato numero di parametri e le non linearità delle funzione da esaminare si è preferito, volendo mantenere un opportuno margine di sicurezza, approssimare per eccesso il valore delle accelerazioni del baricentro con le seguenti funzioni:

$$a_{gx} = \pm \left\{ \left| a_c \cdot \frac{OM - z_g}{OM} \right| + \left| v_c \cdot \dot{\beta} \cdot \frac{OM - z_g}{OM} \right| + \frac{v_c^2}{OM} \cdot \left[ 1 + \frac{|x_g|}{OM} \right] \right\} \quad (41)$$

$$a_{gz} = \pm \left\{ \left| a_c \cdot \left[ 1 + \frac{|x_g|}{OM} \right] \right| + \left| v_c \cdot \dot{\beta} \cdot \left[ 1 + \frac{x_g}{OM} \right] \right| + \left| \frac{v_c^2}{OM} \cdot \frac{OM - z_g}{OM} \right| \right\} \quad (42)$$

Come facilmente osservabile l'operazione effettuata consiste nella sostituzione di  $\sin(\beta)$  e  $\cos(\beta)$  con il valore 1, e la sostituzione della somma algebrica con quella dei valori assoluti delle varie parti dell'equazione ottenendo così la certezza di sovrastimare il valore massimo e minimo delle due funzioni. L'unico parametro non definibile a priori e non acquisibile dai sensori presenti a bordo macchina rimane il valore di  $\dot{\beta}$  (velocità di sterzata dell'operatore) questo parametro non può essere noto a priori ma, in seguito a prove eseguite sul carrello ed a valutazioni con i tecnici della ditta PRAMAC s.p.a., è stato impostato a  $90 \left[ \frac{^\circ}{\text{sec}} \right]$  ritenendolo un valore abbastanza cautelativo. Inserendo quindi le coordinate del baricentro, calcolate nelle fasi di elaborazione dati preliminari, ed i valori di soglia impostabili sul motore ( $v_c$  e  $a_c$ ) si può quindi avere una stima delle accelerazioni massime e minime lungo le due direzioni principali.

Calcolati i valori massimi di accelerazione longitudinale e laterale risulta semplice, considerata l'inclinazione del piano di lavoro rilevata dall'inclinometro e la posizione del baricentro, individuare un area di proiezione, sul piano delle ruote, all'interno della quale potrebbe cadere il baricentro al variare delle possi-

bili manovre dell'operatore. In base alle semplificazioni effettuate i valori massimi e minimi, sia delle forze laterali che longitudinali, risultano essere simmetrici rispetto allo zero quindi la proiezione che si ottiene assume la forma di un rettangolo. Per garantire che tutta l'area spaziata dalle possibili cada all'interno dell'area di sicurezza, considerando che le aree in questione sono poligoni convessi, basta verificare tramite le relazioni ( 43 )-( 44 ) che i vertici del rettangolo cadano all'interno dell'area di sicurezza.

$$x_{pg} = x_g - y_g \cdot \tan(\varphi_T) \quad (43)$$

$$z_{pg} = z_g + y_g \cdot \tan(\gamma_T) \quad (44)$$

Dove  $\varphi_T$  e  $\gamma_T$  è l'angolo di proiezione dell'baricentro considerando sia il valore letto, e compensato con la procedura descritta precedentemente, dall'inclinometro ed il valore delle massime accelerazioni laterali e longitudinali.

Individuata la verifica da effettuare e considerando le modalità di funzionamento dell'azionamento "Curtis", che comanda la motoruota, si è deciso di implementare una logica di controllo di tipo discreto a quattro livelli ad ognuno dei quali corrisponde una soglia, via via maggiore, di velocità e di accelerazione/decelerazione massima del motore. Il passaggio dall'uno all'altro livello avviene quindi gestito selezionando la modalità con prestazioni maggiori ma che al contempo rispetti la condizione di sicurezza descritta precedentemente.

### **3.3.5 Verifica della variazione del carico.**

Per quanto riguarda la verifica di eventuali variazioni del carico si è deciso di confrontare il valore rilevato dalle celle di carico, ed opportunamente filtrato per eliminare eventuali effetti dovuti alla dinamica del sistema o a rumori sui canali, con il valore letto e memorizzato nella fase di valutazione del baricentro a veicolo fermo. Nel caso in cui le variazioni rilevate superino delle opportune soglie, sia di tipo relativo che assoluto, si procede alla frenatura del veicolo ed ad una nuova fase di pesatura e valutazione della posizione del baricentro.

## 4 Verifiche sperimentali

La realizzazione di un prototipo ha permesso di testare e mettere a punto i sistemi di controllo illustrati nel capitolo precedente sia per quanto riguarda il comportamento delle singole funzioni basilari (calcolo del baricentro, compensazione dell'inclinometro etc.) che per il funzionamento globale dell'intero sistema di controllo.

Per evitare che eventuali errori di programmazione o di messa a punto del sistema di controllo portassero ad eventi disastrosi, come quelli di un eventuale ribaltamento del prototipo stesso, PRAMAC s.p.a. ha dotato il carrello sollevatore di due bracci laterali dotati di "ruotine" che, in condizione normale di esercizio, restano sollevate da terra un paio di centimetri (Figura 84) e quindi non modificano il comportamento, se non per quanto riguarda gli ingombri, del veicolo ma al contempo provvedono a impedire che il carrello ribalti in caso di errore del sistema di controllo. Tramite questo accorgimento è stato quindi possibile operare in sicurezza anche in condizioni estreme.



Figura 84: Prototipo del carrello sollevatore con ruotine di sicurezza

Il lavoro svolto sul prototipo reale ha riguardato, in prima istanza, la verifica e messa a punto dei singoli sotto-gruppi del sistema di controllo del carrello sollevatore ed in particolare:

- verifica della compensazione dell'inclinometro;

- verifica dell'affinamento sulla stima della posizione del baricentro.

Dopodiché siamo passati alle verifiche statiche e dinamiche dell'intero sistema di controllo.

#### 4.1 Verifica della compensazione dell'inclinometro

Come già illustrato, la verifica di questo sottosistema risulta di fondamentale importanza per il funzionamento dell'intero sistema di controllo nella fase di movimentazione del veicolo. I risultati, incoraggianti nella fase di simulazione, nel passaggio al prototipo hanno consentito di evidenziare tutta una serie di problemi dovuti al rumore presente sui canali acquisiti, alla scarsa qualità dell'encoder posto sulla motoruota ed a problemi dovuti all'accoppiamento del potenziometro sullo sterzo. Si è quindi provveduto intervenendo meccanicamente ed elettronicamente, tramite l'appoggio di Arsilicii, per migliorare la qualità dei segnali acquisiti tramite l'inserimento di filtri, la modifica delle impedenze di alimentazione e la sostituzione dell'encoder sulla motoruota ottenendo i miglioramenti evidenziati in Figura 85.

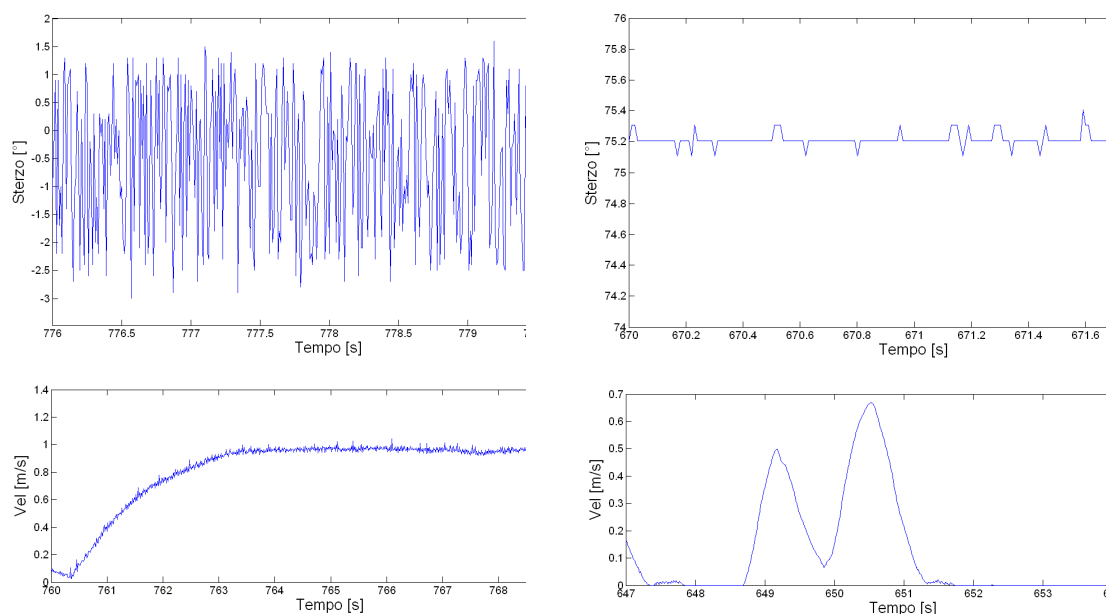


Figura 85: Segnale acquisiti di posizione dello sterzo e di velocità della motoruota prima (sinistra) e dopo (destra) le modifiche

Al fine di avere un trattamento omogeneo sui segnali, necessari per la compensazione, si è provveduto ad inserire un filtro passa basso a 3 [Hz] in modo da riportare i canali acquisiti ad una banda passante simile a quella del canale, su cui vogliamo stimare i disturbi, dell'inclinometro. Utilizzando questi accorgi-



menti, ed effettuando le prove su un terreno con inclinazione nulla, si sono ottenuti i risultati riportati in Figura 86.

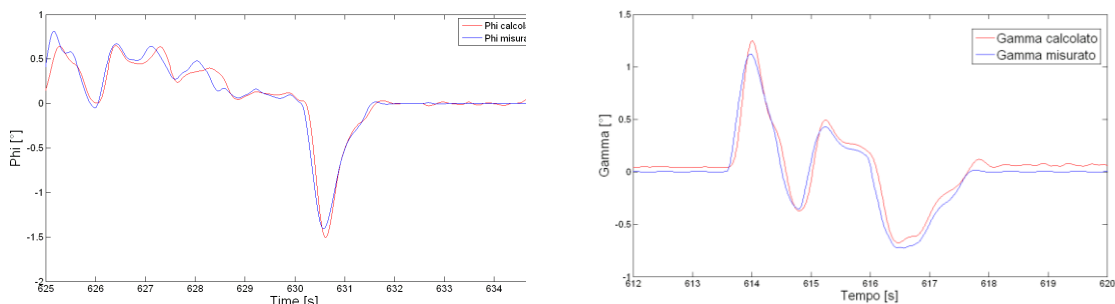


Figura 86: Angoli  $\varphi$  e  $\gamma$  letti e stimati da sensori su un generico tracciato

Come si può ben vedere il valore del disturbo stimato ricalca, a meno di un ritardo di circa 0,1 [s] rispetto al valore misurato, abbastanza fedelmente il valore del segnale misurato dal sensore ottenendo i risultati di Figura 87.

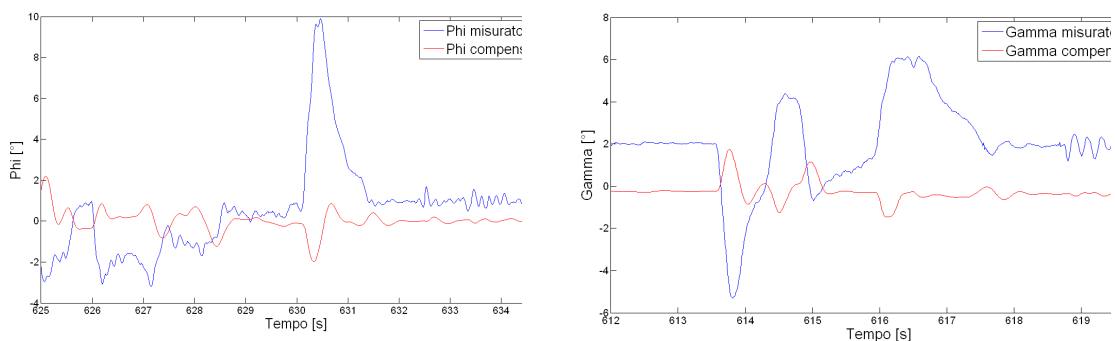


Figura 87: Angoli  $\varphi$  e  $\gamma$  letti e compensati su un generico tracciato

La presenza del ritardo evidenziato precedentemente, imputabile a ritardi sui canali acquisiti ed ai tempi di calcolo, non introduce particolari errori nella stima dell'angolo del terreno che rimane sempre compreso in una soglia di  $\pm 2^\circ$ . Si può quindi affermare che, utilizzando i sensori presenti sul prototipo ed un opportuno algoritmo coordinato con appropriati filtri, il metodo di compensazione messo a punto risulta essere una buona approssimazione della misura vera dell'inclinazione del terreno.

## 4.2 Verifica dell'aggiornamento della posizione del baricentro

Volendo verificare il corretto funzionamento dell'algoritmo di aggiornamento della posizione del baricentro del carico si sono presi a riferimento di carichi omogenei, di nota composizione e forma, movimentandoli lungo un generico percorso. In particolare essendo l'algoritmo abilitato solo in caso di moto rettili-

neo ( $|\beta| \leq 5^\circ$ ), e volendo operare in condizioni di sicurezza, l'intera fase di sperimentazione è stata effettuata procedendo con le forche abbassate e con movimenti di accelerazione in avanti ed in dietro.

Nel caso riportato in Figura 88 abbiamo ipotizzato, disabilitandolo, che il sistema ottico, in seguito ad eventuali guasti, non sia in grado di fornire un valore della posizione del baricentro e che quindi la prima stima di tentativo della posizione del baricentro fosse 2 [m].

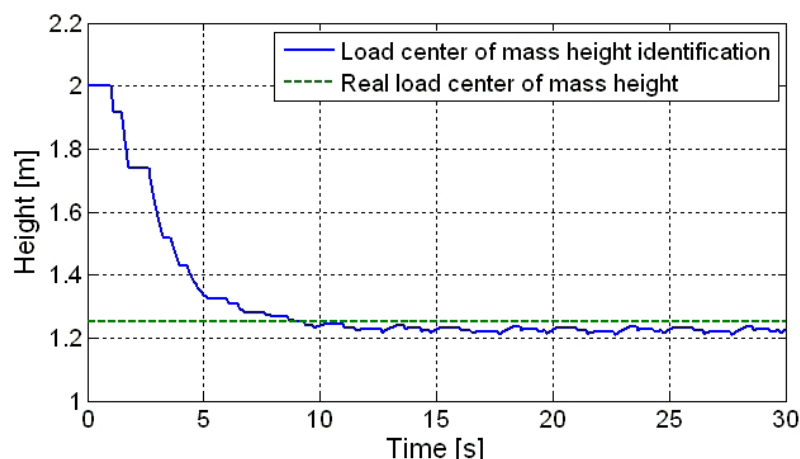


Figura 88: Andamento della stima della posizione del baricentro

Come si può facilmente osservare, in presenza di circa 10 [s] di manovre in accelerazione il sistema riesce a ottenere una stima abbastanza precisa della reale posizione del baricentro sulle forche. L'utilizzo del sensore ottico, che ad una prima analisi sembra inutile, introduce comunque una serie di vantaggi:

- permette di valutare se il carico è completamente sulle forche o se è stato caricato, erroneamente, in punta alle stesse andando a misurare la distanza presente tra il carico e le colonne montanti;
- fornendo una stima di prima approssimazione della posizione del baricentro permette di iniziare la fase di movimentazione con prestazioni sicuramente superiori al caso in cui il carico viene sovrastimato;
- velocizza l'algoritmo di ricerca della posizione reale del baricentro può partire da una posizione più vicina a quella reale.

Si è quindi consigliato la ditta PRAMAC s.p.a. di mantenere l'utilizzo di questo particolare sensore

### **4.3 Verifica dell'intero sistema di controllo**

Verificato il funzionamento delle singole parti del sistema di controllo siamo passati alla verifica del sistema nel suo insieme andando ad utilizzare la macchina a stati illustrata precedentemente. Le verifiche effettuate sono state di tipo statico e dinamico. Le prime si sono effettuate su una piattaforma mobile su cui è stato possibile ricreare pavimenti di lavoro con inclinazioni generiche mentre le seconde facendo seguire un generico percorso, con manovre limite, al carrello. L'utilizzo della piattaforma mobile ha permesso di verificare sollevando il carico sulle forche, in maniera esatta, dove cade il baricentro e di conseguenza valutare l'effettivo cambiamento sulle soglie di velocità ed accelerazione eventualmente ammesse dal sistema di controllo. Effettuata questa verifica si è passati ad una verifica dinamica in cui movimentando il carrello sollevatore nelle maniere più svariate abbiamo verificato che, al variare del carico e della sua posizione, si avesse una corretta scelta della modalità di marcia.

#### **4.3.1 Verifica statica**

Come prima verifica del corretto funzionamento del sistema di controllo si è quindi deciso di effettuare una prova statica dell'intero sistema. Grazie a PRA-MAC s.p.a. che ha messo a disposizione un banco prova per le verifiche statiche dei carrelli sollevatori, riportato in Figura 89, è stato possibile posizionare il prototipo su una superficie con orientazione qualsiasi e, contemporaneamente, osservare la modalità di marcia selezionata dal sistema di controllo al variare della posizione del carico lungo le forche. In questo modo è stato possibile, utilizzando un carico identificato in termini di peso e posizione del baricentro, andare a valutare la corretta risposta, valutata in maniera teorica con una semplice simulazione, del sistema di controllo sul carrello.



Figura 89:Piattaforma mobile per le verifiche statiche sui carrelli sollevatori

In particolare resi riporta l'esito di una singola prova effettuata nelle seguenti condizioni:

Condizioni di prova		
Massa del carico	<i>kg</i>	117,75
Altezza del baricentro del carico	<i>m</i>	0,52
$\varphi$	°	0
$\gamma$	°	1

Tabella 5: Condizioni della prova statica

Nel corso della prova è stato sollevato il carico da 0 a 4,5 [m] (altezza massima consentita dal prototipo) andando a misurare l'effettivo comportamento del sistema di controllo ed ottenendo i risultati di Figura 90.

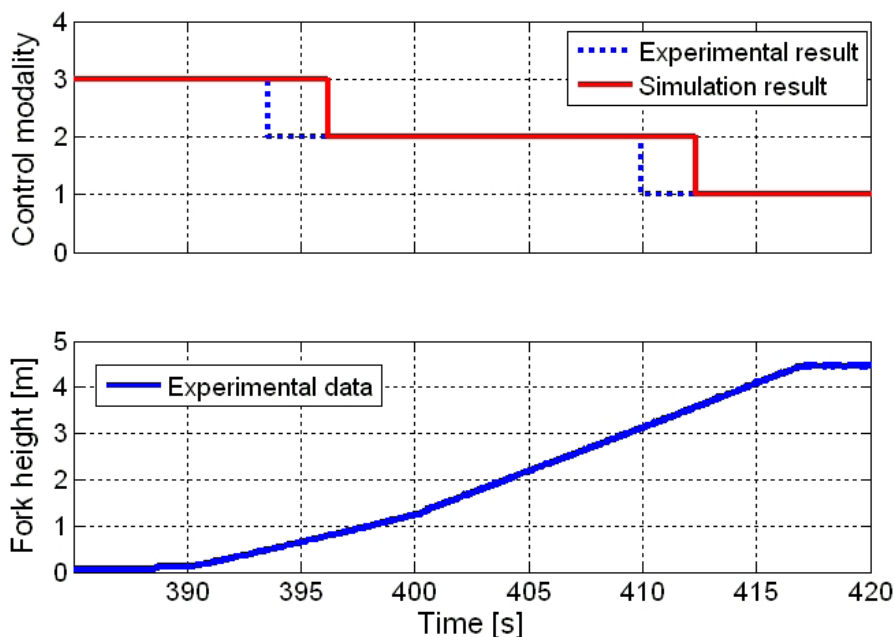


Figura 90: Modalità di marcia selezionata dal controllo al variare dell'altezza del carico

Come osservabile il sistema di controllo, che può selezionare nella configurazione attuale 4 diverse modalità di marcia con prestazioni via via crescenti, stabilisce, considerando il posizionamento iniziale del carico, di permettere la marcia in modalità 3, a circa il 75% delle prestazioni massime del motore, ed, al variare dell'altezza del carico, interviene andando a ridurre le prestazioni massime consentite. La riduzione avviene sempre in anticipo rispetto a quella consentita in fase di simulazione con carico e sensori ideali. Questo perché a parità di condizioni al contorno sul prototipo saranno presenti tutta una serie di incertezze, dovute alla presenza di rumore e di giochi nei giunti, che porteranno, utilizzando un approccio di tipo cautelativo, a scadere più velocemente le prestazioni massime consentite al carrello sollevatore

#### 4.3.2 Verifica dinamica

Come detto precedentemente, per evitare possibili scenari potenzialmente dannosi, il prototipo del LX14/45 messo a disposizione da PRAMAC s.p.a. è stato dotato di routine disposte ad un'opportuna distanza laterale e capaci di intervenire in modo da impedire un eventuale ribaltamento del sistema. In questa maniera è stato possibile operare in completa sicurezza anche in condizioni di marcia del veicolo. Infatti, nonostante la verifica statica, garantisca che il sistema di controllo, sottoposto a determinati ingressi costanti, intervenga in modo

da garantire sempre le condizioni di sicurezza si ha che a seguito di eventuali ritardi nella lettura della configurazione corrente, dovuti a sensori con banda passante bassa o a tempi di calcolo troppo lunghi, il sistema potrebbe non riuscire ad intervenire in tempo.

Si sono quindi effettuate varie prove con manovre via via più brusche in modo da verificare il corretto funzionamento, anche in condizioni di marcia, del sistema di controllo proposto. In particolare, in Figura 91, si riporta l'andamento di una prova effettuata sul prototipo in assenza di carico ma con brusche sterzate.

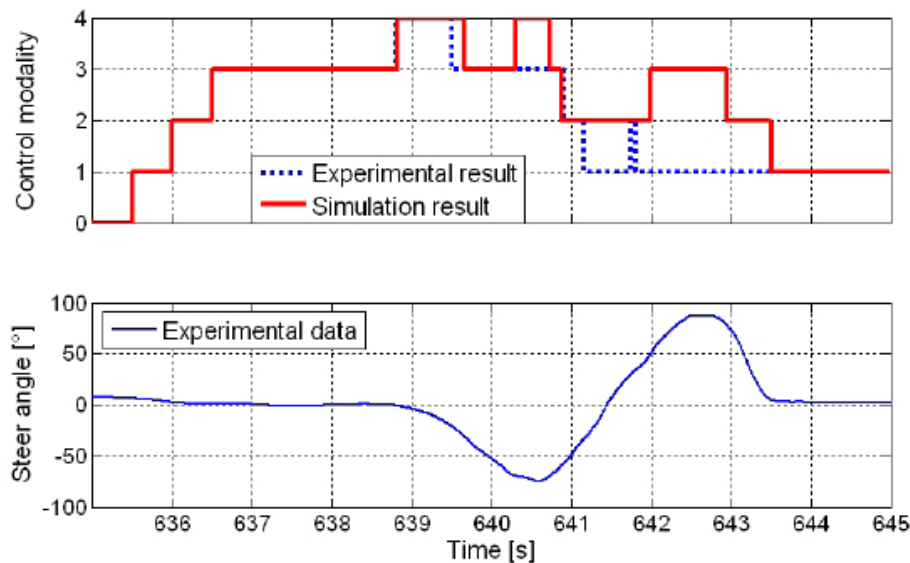


Figura 91: Prova con brusche sterzate e contro-sterzate

La prova evidenzia come, partendo da una velocità nulla e con un angolo di sterzo pressoché nullo, dopo aver raggiunto la massima modalità di marcia consentita, e quindi la massima velocità, l'operatore avvii una serie di sterzate e controsterzate, tutte molto brusche ( $\dot{\beta} \cong 90 \frac{^\circ}{s}$ ). Come si può vedere il sistema di controllo interviene, nel corso della curva, in modo da limitare le caratteristiche del carrello sollevatore andando quindi a ridurre la massima velocità in percorrenza. La stessa prova è stata successivamente ricreata sul modello virtuale dove si può osservare, come potevamo facilmente prevedere, che le velocità consentite in condizioni ideali sarebbero state addirittura maggiori. Questo comportamento si è riscontrato su tutta la serie delle prove effettuate verificando quindi che la presenza di rumori ed eventuali ritardi sui segnali letti non comporta un peggioramento della sicurezza del comportamento sul prototipo

ma anzi comporta, a scapito delle prestazioni ottenibili, un ulteriore coefficiente di sicurezza sul sistema di controllo.

## **5 Conclusioni**

Durante il corso del presente lavoro si è realizzato e messo a punto un sistema di controllo antiribaltamento per carrello sollevatore. Il presente lavoro ha richiesto di trovare un giusto compromesso fra le esigenze di controllo, e quindi di sensorizzazione, e le contrapposte esigenze di industrializzazione e di costo del prodotto. Utilizzando un approccio di questo tipo si è deciso di realizzare un sistema di controllo capace di operare con un numero minimo di sensori/schede di controllo in modo da limitare l'incidenza del costo di un eventuale ingegnerizzazione successiva tenendo al contempo ben presente la necessità di riadattare la soluzione trovata a tutta la gamma dei prodotti della linea di produzione della PRAMAC s.p.a.. Ci siamo orientati quindi verso un sistema di controllo che agisse in parallelo all'operatore rendendo virtualmente impossibile l'esecuzione di una manovra pericolosa.

Per velocizzare la fase di messa a punto sul prototipo reale si è deciso di realizzare un modello virtuale del carrello sollevatore su cui andare a sviluppare e tarare il sistema di controllo. A fine di questa fase di validazione "virtuale" si è ottenuto un sistema di controllo, realizzato con blocchi distinti azionabili, tramite l'utilizzo di una macchina a stadi capace di operare in tutte le fasi dell'utilizzo del prototipo.

Messo a punto, almeno in via teorica, il sistema di controllo si è passati a validarlo sul prototipo reale. La validazione ha preso in considerazione, come primo passaggio, verifiche sui singoli sottogruppi del sistema e, successivamente, sul sistema di controllo nel suo complesso sia con prove di tipo statico su piattaforma orientabile sia con prove di tipo dinamico.

Al termine di queste prove, e di opportuni interventi migliorativi, sia da un punto di vista software sul trattamento dei segnali che da un punto di vista hardware sulla qualità dei sensori utilizzati, il sistema di controllo realizzato è risultato più che soddisfacente nella selezione di una modalità di marcia sicura.

Ulteriori sviluppi, sempre nell'ottica di utilizzare un approccio in cui il sistema di controllo in parallelo all'operatore, saranno:

- controllo del carico sulle forche: tramite l'utilizzo di un semplice algoritmo sarebbe possibile monitorare il comportamento del carico sulle



forche in modo da prevenire eventuali problemi di sfilamento nel corso della movimentazione;

- miglioramento delle prestazioni dell'azionamento del motore: al momento è possibile impostare solo quattro diverse modalità di funzionamento. Questo rende l'andatura, per quanto raccordata con opportune rampe di accelerazione/decelerazione, abbastanza brusca nel cambio di modalità ed inoltre non permette di sfruttare al massimo la velocità consentita;
- migliore definizione della manovra limite: identificare in maniera più accurata, con rilevamenti di tipo sperimentale o appositi dispositivi che induriscano il timone direzionale, le condizioni di manovra limite e migliorare la definizione analitica delle massime accelerazioni che si hanno sul veicolo permetterà di migliorare le prestazioni, in tutte le condizioni di carico, del carrello sollevatore;

Infine è importante ricordare come, per quanto il sistema possa essere sviluppato e messo a punto, la strategia di controllo proposta non potrà prevedere tutte le possibili configurazioni e modalità di utilizzo degli operatori e quindi, specie in caso di manovre esasperate ed a meno di non rendere minime le prestazioni del veicolo, avrà sempre un certo margine di pericolosità.

Al momento il sistema di controllo proposto è in mano a PRAMAC s.p.a. che, in collaborazione con Arsilicii s.r.l., sta valutando l'opportunità ed i costi di un eventuale ingegnerizzazione e commercializzazione del prodotto.

## Bibliografia

- [ 1 ]M. Papi, E. Mingozzi, A.G. Violi, O. Bruno, A. Landi, L. Sani *La captazione di corrente e l'interazione pantografo-catenaria: Parte I: Metodologie delle misure per il controllo della qualità* "Ingegneria Ferroviaria" N 55,4 Aprile 2000, p 149
- [ 2 ]G.Galeotti, M.Galanti,S.Magrini, P.Toni *Servo Actuated railway pantograph for high-speed running with constant contact force* "Imeche" vol. 300 1998"
- [ 3 ]D. N O'Connor, S.D. Eppinger, W.P. Seering, D.N. Wormley *Active Control of High-Speed Pantograph* "ASME Journal of Dynamic System Measurements and Control" 119(1), March 1997
- [ 4 ]T. Larsson, L. Drugge *Dynamic Behaviour of Pantographs due to Different Wear Situations* "Computers in Railways" VI, Ed. B. Mellitt et al., WIT Press, Southampton, UK, pp. 869-880. ISBN 1-85312-598-9, (1998)
- [ 5 ]B. Allotta, M. Papi, L.Pugi, A.G. Violi *Experimental Campaign on a servo actuated pantograph* "IEEE-ASME conference AIM 01 (Advanced Intelligent Mechatronic)" Como Italy July 2001
- [ 6 ]G. Diana, F. Fossati, F.Resta, A. Collina *Active Control of high speed train pantograph* "III international conference on Motion and Vibration Control", Chiba Japan Sept 1996.
- [ 7 ]G. Poetsch, J. Evans, R. Meisinger, W. Kortum, W. Baldauf, A. Veitl, J. Wallascheck *Pantograph/Catenary Vibration And Control* "Vehicle System Dynamics" Vol.28 (2/3) 1997 pp.159-195
- [ 8 ]W.Zhang, G. Mei, X Wu, Z. Shen *Hibrid Simulation of Dynamics for the Pantograph Catenary*"Vehicle System Dynamics" Vol. 39(6) (2002) 393-414, Swets & Zeitlinger Pub. ,Lisse NE
- [ 9 ]L. Pugi, M. Rinchi, A.Rindi, M. Papi, D. Carillo, P.Masini *Project and optimization of innovative layouts for active pantographs* "WCRR 2003 (World Congress for Railway Research)" Edimburgo 28 September-1 October 2003
- [ 10 ]W. Baldauf; R. Blaschko; W. Behr; C. Heine; M. Kolbe *Development of an actively controlled, acoustically optimised single arm pantograph* "Proceedings of the World Congress of Railway Research WCRR 2001(World Congress for Railway Research)", Cologne, 2001
- [ 11 ]A. Levant, A. Pisano, E. Usai *Output feedback contact-force control in high-speed train pantographs* "Proc. of the 40th Conference on Decision and Control CDC 2001", Orlando, US, December 2001
- [ 12 ]G. Diana, F. Cheli, F. Resta, F. Miotto *Controllo attivo nei pantografi per treni ad altavelocità* "Ingegneria Ferroviaria" N. 4, pp. 197-217, 1996
- [ 13 ]Trenitalia S.p.A. *Pantografi a controllo attivo per rotabili e linee interoperabili del sistema ferroviario europeo ad alta velocità* "Specifica tecnica" n°374683, versione 00 del 2 febbraio 2003.
- [ 14 ]Rete Ferroviaria Italiana S.p.A. *Specifica Tecnica delle prove da eseguire per caratterizzare un pantografo* "Specifica Tecnica" Codifica RFI/DC/TC.TE/ST TE 74-C
- [ 15 ]J.A. Nelder, R. Mead *A Simplex Method for Function Minimization* "Computer J.", Vol.7, pp 308-313, 1965.
- [ 16 ]L. Sciavicco, B. Siciliano *Modelling and Control of Robot Manipulators* "Mc Graw Hill" ISBN 0-07-114726-8
- [ 17 ]W.Thayer, *Transfer Functions for Moog Servo-valves* "Moog Technical bulletin" 103 REV. 65

- [ 18 ]G.G. Lisini *Servomeccanismi* “Editrice Tecnico Universitaria”, PISA 1973
- [ 19 ]H.E. Merritt *Hydraulic Control Systems* “New York John Wiley and Sons, Inc.” 1967
- [ 20 ]N. Hogan *Impedance Control: an Approach to Manipulation, Part I – Theory* “ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control”, Vol 107, pp. 1-7, 1985.
- [ 21 ]A. Facchinetti; F. Fossati; F. Resta, A. Collina *Hardware in the loop test-rig for identification and control application on high speed pantographs* “Shock and Vibration”, v 11, n 3-4, 2004, p 445-456
- [ 22 ]*Workover 2003*: documents and statistic available at official site of Worksafe Victoria (<http://www.worksafe.vic.gov.au> )
- [ 23 ]*ISPESL*: documents and statistic available on official site of Istituto Superiore per la Prevenzione e la Sicurezza del Lavoro anno 2005 ([www.ispesl.it](http://www.ispesl.it))
- [ 24 ]*Toyota SAS*: documents and technical documentation available at commercial web sites like (<http://www.toyotaforklift.com> or <http://www.toyota-tee.com> )
- [ 25 ]A.L. Bangs, F.G. Pin, S.M. Killough, *An Implementation of Redundancy Resolution and Stability Monitoring for a Material Handling Vehicle* “Proceeding of Intelligent Vehicles Symposium” 1992.
- [ 26 ]V.J. DeNinno, D.J. Uherka *Computer Analysis of Forklift Truck Stability when Operating on Side Slopes Under Near Static Conditions* “Technical rept. of Army Natick Labs” MA Mechanical Engineering DIV,1996
- [ 27 ]S. Cheema, N. Sepheri *Computer Aided Stability and Analysis of Forklifts* “Proceedings of the 5th Biannual World Automation Congress” 2002

## **Pubblicazioni effettuate sugli argomenti di tesi**

1. L. Pugi, B.Allotta, F.Bartolini, M.Rinchi, A. Collina, F.Resta, G.Bucca, A.Facchinetti, R.Cheli *Design and development of an active suspension system for T-2006 Pantograph* presentato a “8th World Congress on Raylway Research” 18-22 Maggio 2008 Seoul
2. B. Allotta, L. Pugi, F. Bartolini *Design and experimental results of an active suspension system for a high-speed pantograph* Pubblicato su IEEE/ASME Transaction on MECHATRONICS numero 5 – ottobre 2008 – ISSN 1083-4435
3. B Allotta, L Pugi, and F Bartolini *An active suspension system for railway pantographs: the T2006 prototype* Pubblicato su Proc. IMechE Vol. 223 Part F: J. Rail and Rapid Transit pp. 15-29
4. Luca Pugi, Fabio Bartolini, Leonardo Balli, Carlo Bani *Progettazione e Sperimentazione preliminare del sistema di sospensioni attive/semi-attive del pantografo T2006: Parte II° Sperimentazione* Pubblicato su Ing. Ferroviaria Novembre 2008 pag. 919-929
5. Mirko Rinchi, Luca Pugi, Fabio Bartolini, Luigi Gozzi *Speed and Stability Control of an Industrial Stacker* Presentato al “21st International Symposium of dynamics of vehicles on roads and tracks” Stockolm 17-21 August 2009