

POLITECNICO DI MILANO

FACOLTÀ DI INGEGNERIA INDUSTRIALE

Corso di Laurea in Ingegneria Meccanica



**STUDIO DI UN SISTEMA DI
PENDOLAMENTO PER TRENI AD ALTA
VELOCITÀ CON SOSPENSIONE
SECONDARIA E BARRA ANTI-ROLLIO
ATTIVE**

Relatore: Prof. STEFANO BRUNI

Correlatore: Prof. ALAN FACCHINETTI

Tesi di laurea di:
MATTEO GIANELLA
Matr. 800675

Anno Accademico 2013 - 2014

Ringraziamenti

Un primo ringraziamento va al prof. Bruni, per aver proposto questo interessante argomento di tesi e per la grande disponibilità e attenzione dimostrate. Ringrazio inoltre l'Ing. Colombo e l'Ing. Di Gialleonardo per il tempo dedicatomi nonostante i numerosi impegni e, insieme al prof. Facchinetti, per i preziosi consigli che mi hanno guidato e arricchito nell'arco di questi mesi. Non posso non citare, infine, la sezione di Meccanica dei Sistemi del Politecnico di Milano, in cui ho trovato un ambiente molto vivace e stimolante, sia dal punto di vista tecnico che da quello umano.

Ringrazio inoltre i miei genitori, per essere un sostegno e soprattutto un'ispirazione, e per tutti i grandi e piccoli insegnamenti che mi hanno reso quello che sono.

Un ringraziamento speciale a Micol per avermi accompagnato durante questi anni e per avermi costantemente incoraggiato di fronte ad ogni difficoltà.

Non posso non ringraziare, infine, gli amici con cui ho condiviso questo percorso, per tutte le pause e i pranzi passati insieme, e per aver alleggerito anche le più lunghe giornate di studio.

Indice

| | |
|---|-----------|
| Elenco delle figure | 5 |
| Elenco delle tabelle | 7 |
| Abstract e parole chiave | 10 |
| 1 Introduzione | 11 |
| 2 Stato dell'arte e concept del sistema | 15 |
| 2.1 Stato dell'arte | 15 |
| 2.2 Concept del sistema | 17 |
| 2.2.1 Compensazione dell'accelerazione laterale | 17 |
| 2.2.2 Barra anti-rollio idraulica | 18 |
| 2.2.3 Conclusioni | 20 |
| 3 Modellazione lineare | 23 |
| 3.1 Modello a 3 gradi di libertà | 24 |
| 3.1.1 Il sistema meccanico | 24 |
| 3.1.2 Modellazione della barra anti-rollio | 25 |
| 3.1.3 Modellazione dell'attuatore laterale | 27 |
| 3.1.4 Modellazione delle servovalvole | 27 |
| 3.1.5 Completamento del modello e forma di stato | 28 |
| 3.2 Dimensionamento dell'attuatore laterale | 29 |
| 3.2.1 Definizione del cilindro idraulico | 29 |
| 3.2.2 Definizione del serbatoio | 31 |
| 4 Le strategie di controllo, implementazione sul modello lineare | 35 |
| 4.1 Riferimenti e componenti in feed-forward | 36 |
| 4.1.1 Definizione del riferimento | 36 |
| 4.1.2 Contributo in feed-forward | 36 |
| 4.2 Controllo PID | 38 |

| | | |
|----------|---|-----------|
| 4.3 | Controllo PID con Sky-Hook | 40 |
| 4.4 | Controllo Multi input - Multi output | 41 |
| 4.5 | Controllo ottimo LQI | 41 |
| 4.6 | Ottimizzazione sul sistema lineare | 43 |
| 4.7 | Confronto preliminare controllori | 45 |
| 4.7.1 | Indici di Performance | 45 |
| 4.7.2 | Risposta del sistema | 46 |
| 4.7.3 | Luogo delle radici | 47 |
| 5 | Implementazione e studio sul modello Multi-body | 53 |
| 5.1 | Posizione sensori e stima degli stati | 53 |
| 5.1.1 | I sensori | 54 |
| 5.1.2 | Stimatori di velocità | 55 |
| 5.2 | Attuatori non linearizzati | 61 |
| 5.2.1 | Servovalvola reale | 61 |
| 5.3 | Il modello Multi-body | 62 |
| 5.4 | Ottimizzazione con algoritmo genetico | 63 |
| 5.4.1 | Gli algoritmi genetici | 63 |
| 5.4.2 | Funzioni obiettivo | 64 |
| 5.4.3 | Scelta dei parametri delle ottimizzazioni | 65 |
| 5.4.4 | Condizioni delle simulazioni | 66 |
| 6 | Controllori ottimizzati e valutazioni finali | 67 |
| 6.1 | Risultati delle ottimizzazioni | 67 |
| 6.1.1 | Controllo PID | 68 |
| 6.1.2 | Controllo PID con Sky-Hook | 69 |
| 6.1.3 | Controllo ottimo LQI | 71 |
| 6.1.4 | Controllo Multi-input Multi-output | 72 |
| 6.2 | Confronto tra i controllori proposti | 72 |
| 6.3 | Verifica delle forze a terra | 77 |
| 6.4 | Verifica prestazioni con errore di posizionamento | 80 |
| 6.5 | Stima della potenza oleodinamica richiesta | 82 |
| 7 | Conclusioni | 85 |
| | Nomenclatura e lista degli acronimi | 89 |
| | Bibliografia | 93 |

Elenco delle figure

| | | |
|-----|---|----|
| 2.1 | Compensazione dell'accelerazione laterale percepita tramite pendolamento (<i>Tratto da [9]</i>) | 17 |
| 2.2 | Circuito idraulico che realizza la barra anti-rollio attiva (<i>Tratto da [2]</i>) | 19 |
| 3.1 | Schema modello a 3 gradi di libertà | 24 |
| 3.2 | Modello semplificato del circuito idraulico della barra anti- rollio (<i>Tratto da [2]</i>) | 26 |
| 3.3 | Luogo delle radici: confronto tra i sistemi passivi | 32 |
| 4.1 | Andamento temporale dei due riferimenti | 37 |
| 4.2 | Schema concettuale controllo PID "indipendente". | 39 |
| 4.3 | Schema logico controllo LQI | 42 |
| 4.4 | Obiettivi per ottimizzazione sul modello lineare | 44 |
| 4.5 | Risposte sul modello lineare dei diversi controllori | 49 |
| 4.6 | Confronto luogo delle radici sistema passivo vs. PID | 50 |
| 4.7 | Confronto luogo delle radici sistema passivo vs. PID con Sky Hook | 50 |
| 4.8 | Confronto luogo delle radici sistema passivo vs. MIMO | 51 |
| 4.9 | Confronto luogo delle radici sistema passivo vs. controllo ottimo LQI | 51 |
| 5.1 | Posizione sensori di posizione e accelerometri | 54 |
| 5.2 | Confronto in frequenza dei segnali di posizione e accelerazione | 56 |
| 5.3 | Schema concettuale del primo stimatore di velocità | 57 |
| 5.4 | Dinamica in frequenza dei filtri equivalenti realizzati dal me- todo <i>observer-based</i> | 58 |
| 5.5 | Confronto tra velocità di rollio reale e stimata con il metodo <i>2-channels</i> | 60 |
| 6.1 | Estratti del fronte di Pareto ottenuto dall'ottimizzazione sul controllo PID | 68 |

| | | |
|-----|---|----|
| 6.2 | Estratti del fronte di Pareto ottenuto dall'ottimizzazione sul controllo PID con Sky-hook | 70 |
| 6.3 | Estratti del fronte di Pareto ottenuto dall'ottimizzazione sul controllo LQI | 71 |
| 6.4 | Moto di rollio cassa su curva ad alta velocità ($338 \frac{km}{h}$. Confronto tra i diversi controllori | 74 |
| 6.5 | Moto laterale del baricentro cassa su curva ad alta velocità ($338 \frac{km}{h}$. Confronto tra i diversi controllori | 74 |
| 6.6 | Pressione nel ramo 2 della barra anti-rollio attiva, lungo curva di linea ad alta velocità | 75 |
| 6.7 | Pressione nel ramo 2 del circuito della sospensione laterale attiva, lungo curva di linea ad alta velocità | 75 |
| 6.8 | Moto di rollio cassa su curva ad alta velocità ($338 \frac{km}{h}$) con errore di posizionamento | 81 |
| 6.9 | Moto laterale del baricentro cassa su curva ad alta velocità ($338 \frac{km}{h}$) con errore di posizionamento | 81 |

Elenco delle tabelle

| | | |
|-----|--|----|
| 4.1 | Confronto controllori ottimizzati sul modello lineare | 46 |
| 6.1 | Criteri per la ricerca di individui nella popolazione ottimizzata | 67 |
| 6.2 | Prestazioni dei controllori PID scelti | 69 |
| 6.3 | Prestazioni dei controllori PID con Sky-hook scelti | 69 |
| 6.4 | Prestazioni del controllore LQI scelto | 72 |
| 6.5 | Confronto controllori su linea ad alta velocità | 73 |
| 6.6 | Confronto indici di deragliamento e ribaltamento su curva ad alta velocità percorsa a 338 <i>km/h</i> | 79 |
| 6.7 | Confronto indici di impatto sui binari su curva di linea ad alta velocità percorsa a 338 <i>km/h</i> | 79 |
| 6.8 | Verifica errore di posizionamento su linea ad alta velocità, con controllore PID | 80 |
| 6.9 | Potenza richiesta alle pompe anteriore e posteriore su curva di linea ad alta velocità | 82 |

Abstract e parole chiave

Nella presente tesi si intende studiare l'impiego una sospensione secondaria attiva su un treno ad alta velocità dotato di un sistema di pendolamento con barra anti-rollo idraulica, allo scopo di migliorarne il comportamento dinamico e il comfort percepito a bordo. Definito il sistema di attuazione idraulica, si sono implementati differenti tipologie di controllori lineari per il controllo integrato del moto laterale e di rollio (PID, Sky-hook e controllo ottimo LQI). I controllori sono stati poi implementati su un modello multi-body di veicolo e ottimizzati con un algoritmo genetico.

I risultati ottenuti hanno dimostrato, a fronte del medesimo incremento di velocità consentito dal concept con sola barra attiva, un miglioramento del comfort percepito. Inoltre, grazie al centraggio della cassa in curva e la conseguente riduzione dei trasferimenti di carico, si è verificato un aumento del margine di sicurezza rispetto al pericolo di ribaltamento.

Parole chiave: barra anti-rollo attiva; sospensione secondaria attiva; treno ad alta velocità; comfort di marcia; ottimizzazione con algoritmo genetico

The aim of this thesis is the development of an active secondary suspension for a tilting high speed train with an active anti-roll bar, in order to improve the ride comfort and the dynamical behavior of the vehicle. Using a linear model the hydraulic system and the actuators have been defined and modeled. Different controllers have been studied (PID, Sky-hook and LQI optimal control), in order to control simultaneously the roll and the lateral motion of the carbody. Later, all the controllers have been tested on a multi-body model of the vehicle and optimized with a genetic algorithm.

The results have shown an actual improvement in the ride comfort in respect to the previous concept travelling at the same speed. Furthermore the resulting vehicle has proved to be safer than the previous concept, since the risk of overturning is reduced by the lower load transfer along curved tracks.

Keywords: active anti-roll bar; active secondary suspension; high speed train; ride comfort; genetic algorithm optimisation

Capitolo 1

Introduzione

Il trasporto ferroviario si propone sempre più come una valida alternativa a quello aereo sulle medie distanze, grazie alle crescenti velocità di percorrenza, alla possibilità di accesso diretto nei centri urbani e alla sua futura adattabilità a una società basata su qualsiasi fonte energetica primaria.

A livello tecnico l'aumento delle velocità introduce importanti problematiche come la stabilità del veicolo, le vibrazioni trasmesse alle infrastrutture (binari e catenaria) e il comfort dei passeggeri. Tutti questi campi sono quelli in cui si gioca principalmente la possibilità di migliorare ulteriormente le performance dei veicoli e di tutto il sistema ferrovia.

Oltre però alle performance, nella progettazione e nell'innovazione in campo ferroviario, non si può prescindere dalle questioni legate all'affidabilità e alla durabilità dei componenti, aspetti molto più importanti rispetto ad altri settori a causa della durata richiesta ai veicoli (misurata in milioni di chilometri), dei costi d'investimento e degli elevati standard di sicurezza da rispettare.

Negli ultimi decenni ci si è mossi in diverse direzioni per affrontare le varie problematiche dei treni ad alta velocità, una di queste è l'introduzione di sistemi meccatronici che consentano di controllare e migliorare il comportamento dinamico del veicolo. In questo senso l'utilizzo di sospensioni secondarie attive o semiattive è un campo di studio tuttora in fase di sviluppo, in cui non si è ancora affermata una soluzione definitiva.

Essendo comprovata l'efficacia di sistemi di *tilting* nel miglioramento del comfort e la riduzione dei tempi di percorrenza, l'impiego dello stesso principio sui veicoli ad alta velocità pare una strada percorribile. Il pendolamento risulterebbe infatti utile a realizzare un aumento delle velocità di percorrenza, mantenendo il medesimo livello di comfort e senza richiedere la necessità di interventi sulla linea. Le soluzioni che appaiono più promettenti in questo ambito però, a differenza dei classici sistemi di pendolamento, sono quelle che

consentono di imporre angoli di rollio ridotti (nell'ordine di 2° o 3°), permettendo di utilizzare semplicemente la sospensione secondaria senza necessità di modificare radicalmente i collegamenti tra cassa e carrello e senza introdurre un'eccessiva complicazione del sistema, che porterebbe con sé problematiche in termini di affidabilità e manutenzione.

In lavori precedenti del Politecnico di Milano, come [1], si è proposto l'utilizzo di sospensioni secondarie pneumatiche attive, rendendo quindi controllabili le già presenti molle ad aria. Il sistema così ottenuto consente il controllo del moto di rollio e di quello laterale, rendendo possibile un pendolamento che riduca l'accelerazione non compensata in curva. L'impiego di sospensioni pneumatiche attive da un lato risulta di facile implementazione, essendo sufficiente aggiungere una servovalvola sul circuito pneumatico, e intrinsecamente *fail safe*, dall'altro però risulta dispendioso a livello energetico, a causa dell'elevato consumo di aria, e poco efficiente, dovendo l'attuazione opporsi all'effetto della barra anti-rollio.

Un'altra soluzione proposta dal Politecnico di Milano, in cui il presente lavoro di tesi va ad inserirsi, è invece rappresentata dall'impiego di una barra anti-rollio idraulica attiva (sviluppato in [2]). In questo caso, tramite l'impiego di un circuito idraulico e due attuatori verticali si realizza un sistema che, se passivo, è assimilabile a una barra anti-rollio e, se attivo, può invece realizzare il pendolamento (vedi sezione 2.2.2). La soluzione così ottenuta si è dimostrata efficace nell'innalzamento della velocità di percorrenza in curva del veicolo ma, come molti altri sistemi di pendolamento, ha fatto emergere la necessità di un contemporaneo controllo sulla sospensione laterale. Nella presente tesi, quindi, ci si è occupati di completare il concept di barra anti-rollio idraulica, attraverso l'inserimento di una sospensione laterale attiva e tramite lo sviluppo delle possibili strategie di controllo del sistema completo così realizzato. Essendo già presente un circuito idraulico, si è optato per l'introduzione di un terzo attuatore della medesima tipologia in corrispondenza della sospensione secondaria laterale.

Dopo una prima fase di ricerca bibliografica e di studio del sistema meccanico di partenza (capitolo 2), ci si è occupati dello sviluppo di un modello lineare di veicolo con cui affrontare le prime fasi del lavoro (capitolo 3). Successivamente, nel capitolo 4, si è definita una rosa delle possibili logiche di controllo da impiegare e, con un'ottimizzazione preliminare, si sono effettuati i primi confronti tra le diverse soluzioni. Nel capitolo 5 si è quindi passati all'implementazione del concept fin qui realizzato, su un modello multi-body di veicolo che, essendo molto più accurato, ha consentito una valutazione più realistica delle soluzioni proposte e, soprattutto, un'ulteriore ottimizzazione dei controllori tramite l'impiego di un algoritmo genetico. Infine nel capitolo

6 vengono presentati i risultati delle ottimizzazioni e vengono effettuate una serie di valutazioni e test finali sui controllori così ottenuti. Nel capitolo successivo sono esposte quindi le conclusioni che possono essere tratte dal lavoro svolto.

Capitolo 2

Stato dell'arte e concept del sistema

2.1 Stato dell'arte

A monte del lavoro di tesi è stata effettuata un'attenta ricerca bibliografica sulle tematiche del controllo e delle performance di sistemi di pendolamento e sospensioni secondarie attive.

Un'ampia panoramica dei diversi sistemi di pendolamento utilizzati (sia attivi che passivi), dei loro benefici e del relativo miglioramento del comfort percepito dal passeggero viene affrontata da Persson *et al.* in [3]. Dopo un'introduzione sull'utilità della compensazione dell'accelerazione laterale, gli autori espongono le diverse soluzioni tecniche per sistemi di *tilting* attivi, le metodologie di controllo e i sistemi di attuazione che possono essere impiegati (idraulico, pneumatico o elettromeccanico). Vengono poi spiegati i sistemi di pendolamento passivo (*natural tilting*) e infine gli effetti sull'essere umano. Oltre alle valutazioni riguardo al comfort vibrazionale e alle accelerazioni cui sono soggetti i passeggeri, viene affrontato il problema della nausea che sui treni a pendolamento ha un'incidenza molto maggiore rispetto a quelli tradizionali (questione esposta ed analizzata anche in [4]). Vengono infine valutate le conseguenze dell'adozione di tali sistemi, che oltre a generare un beneficio in termini di tempi di percorrenza, causano anche effetti secondari che pongono dei limiti all'aumento di velocità come le interazioni con le infrastrutture e le questioni relative alla stabilità.

Riguardo invece alle sospensioni secondarie attive in [5] è esposto lo studio di una sospensione laterale attiva con obiettivi simili a quelli perseguiti nel presente lavoro di tesi. In particolare l'attuazione ha lo scopo di mantenere centrata la cassa rispetto al carrello evitando così gli urti con i *bumpstop*. Vengono utilizzati attuatori idraulici e diverse logiche di controllo (sky-hook

e H_∞). Si definiscono quindi degli indici di performance e in conclusione sono dimostrati i miglioramenti ottenuti sul comfort laterale. Mantenendosi nell'ambito delle logiche di controllo utilizzate per sistemi di pendolamento, si cita il lavoro svolto in [6], in cui i controllori utilizzano la dinamica inversa per anticipare il comando e migliorare le performance, in termini principalmente di prontezza, del sistema idraulico che realizza il *tilting*. Un altro approccio controllistico è stato invece utilizzato in [7], in cui dei controllori PI e PID sono migliorati con l'utilizzo della cosiddetta *fuzzy logic*.

In [8] viene invece realizzata una sospensione secondaria semi-attiva tramite smorzatori magneto-reologici montati in parallelo alle molle verticali. Sono state quindi implementate diverse strategie di controllo (PID, sky-hook, compensazione dinamica basata su un modello lineare del sistema) e poi confrontate tramite delle simulazioni numeriche.

Ancor più vicino alla presente tesi è il lavoro di Zhou *et al.* in [9], dove viene affrontato il problema dell'elevato accoppiamento tra moti laterali e di rollio che rende difficile il controllo del pendolamento. In particolare viene sostituito lo smorzatore passivo tra carrello e bolster del sistema di *tilting* con un attuatore attivo al fine di migliorare il comfort e agire sull'interazione dinamica tra i due modi di vibrare. Vengono studiati vari controllori, da quelli indipendenti tra laterale e rollio, a controllori MIMO più complessi fino a un approccio con filtro di Kalman. Anche in questo caso le simulazioni hanno dimostrato un miglioramento delle performance rispetto al sistema tradizionale giustificando l'impiego di una sospensione laterale attiva. Gli stessi autori, inoltre, in [10] espongono i risultati ottenuti con un controllore LQG con filtro di Kalman, ottimizzato tramite un algoritmo genetico (ottimizzazione utilizzata anche nel presente lavoro di tesi).

Passando invece al settore industriale si cita, a titolo di esempio, il successo ottenuto dal Pendolino realizzato da FiatFerroviana S.p.A i cui primi modelli sono entrati in servizio nel 1988 (vedi [11]). In questo caso vengono raggiunti angoli di pendolamento di 8° tramite differenti soluzioni che si sono evolute nell'arco dei diversi modelli sviluppati. Quello su cui si vuole porre l'attenzione ai fini del presente lavoro è l'impiego di una sospensione laterale attiva già a partire dai primi veicoli (ETR 450 e successivi ETR460/480) al fine di migliorare il comfort trasversale, la stabilità e ridurre le forze ruota-rotaia che, nei treni a pendolamento, risultano in genere maggiori rispetto ai veicoli tradizionali.

L'idea di una barra anti-rollio attiva è invece più rara ma si sono già trovate alcune applicazioni nel campo automobilistico: in [12] viene studiato l'impiego di una barra attiva per la riduzione del rollio di un veicolo stradale. L'idea è poi sviluppata in [13] con l'utilizzo di un sistema elettromeccanico, e in [14] con l'impiego invece di un attuatore idraulico rotativo. Anche in

questo campo l'impiego dell'attuazione sulla barra anti-rollo si è dimostrato benefico per il comportamento dinamico dei veicoli e il miglioramento del comfort in curva.

In conclusione, dalla ricerca bibliografica effettuata, emerge un settore tutt'ora in crescita e in fase di studio in cui non si è ancora affermata una tecnologia su tutte le altre ma è ancora viva la ricerca per una soluzione al contempo semplice, affidabile e performante che consenta un nuovo passo avanti nello sviluppo del trasporto ferroviario ad alta velocità.

2.2 Concept del sistema

Il punto di partenza della presente tesi è un progetto già avviato presso il Politecnico di Milano presentato in [2] di cui risulta quindi indispensabile esporre una sintesi più approfondita, prima di addentrarsi nello sviluppo vero e proprio del lavoro.

Innanzitutto, prima di esporre la realizzazione del sistema meccatronico in questione, si vuole porre l'attenzione sulla compensazione dell'accelerazione laterale in curva, focus e obiettivo principale del lavoro svolto.

2.2.1 Compensazione dell'accelerazione laterale

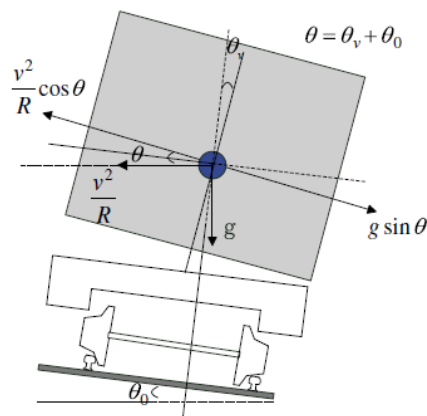


Figura 2.1: Compensazione dell'accelerazione laterale percepita tramite pendolamento (*Tratto da [9]*)

Il principio su cui si basano i sistemi di pendolamento è una compensazione dell'accelerazione laterale percepita in curva tramite un'inclinazione della cassa verso l'interno. In questo modo si sfrutta una componente della gravità

per ridurre l'accelerazione trasversale totale a cui è soggetto il passeggero. L'effetto descritto è rappresentato in figura 2.1. Si dimostra quindi semplicemente che l'accelerazione laterale percepita quando la cassa è inclinata di un angolo θ_{tot} , è espressa dall'equazione (2.1).

$$a_{perc} = \frac{V^2}{R} \cos(\theta_{tot}) - g \sin(\theta_{tot}) \quad (2.1)$$

Dalla formula si nota come in linea teorica sia possibile una compensazione totale dell'accelerazione laterale, cosa che infatti viene realizzata dai classici sistemi di pendolamento con compensazione del 100%. I sistemi di controllo che realizzano questa situazione funzionano con una retroazione dell'accelerazione laterale percepita in cassa, a cui viene assegnato un riferimento nullo. Per riuscire però in quest'obiettivo sono indispensabili meccanismi che consentano un *tilting* elevato (con angoli fino a $8^\circ \div 10^\circ$) ma che risultano complessi e pesanti e necessitano di una riprogettazione profonda del treno, complicando anche le questioni relative ad affidabilità e manutenzione.

L'obiettivo qui perseguito invece è un sistema più semplice e che realizzi pendolamenti nell'ordine dei $2^\circ \div 3^\circ$. In questo caso quindi il controllo sarà un inseguimento di posizione, in cui si definirà a priori l'angolo da realizzare che sarà utilizzato come riferimento dal controllore. Il pendolamento così realizzato, anche se ridotto, consente una diminuzione dei tempi di percorrenza sulle attuali linee esistenti, mantenendo invariata l'accelerazione laterale percepita in curva e riuscendo quindi a rispettare gli standard di comfort garantiti anche a una velocità più elevata.

2.2.2 Barra anti-rollio idraulica

Il concept studiato in [2] è quello di una barra anti-rollio realizzata tramite un sistema idraulico che all'occorrenza può essere reso attivo realizzando un effetto di pendolamento. Uno degli svantaggi di utilizzare le molle pneumatiche per realizzare il *tilting* è infatti quello di doversi opporre alla rigidità della barra anti-rollio. Tramite il sistema rappresentato in figura 2.2 si ottiene proprio l'effetto desiderato:

- Il sistema non influisce sul moto verticale (a meno di effetti dovuti ai trafiletti e alle perdite di carico nei condotti che in prima approssimazione possono essere trascurati);
- Nel funzionamento passivo il moto di rollio è ostacolato dalle pressioni che si generano nei due circuiti a causa collegamento incrociato tra le camere dei due cilindri;

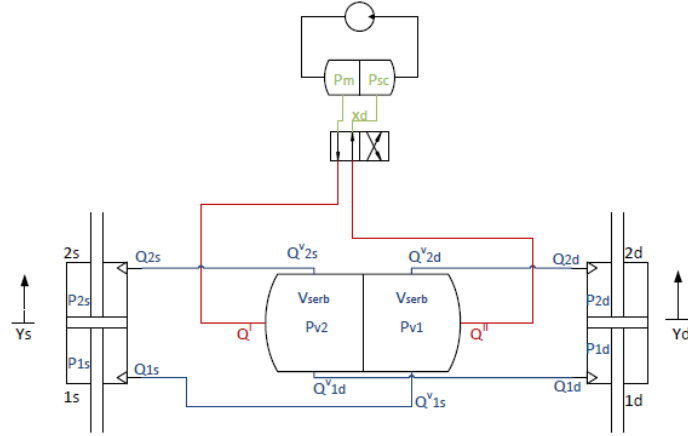


Figura 2.2: Circuito idraulico che realizza la barra anti-rollio attiva (*Tratto da* [2])

- Attuando la servovalvola si realizza un'attuazione sul moto di rollio che consente di realizzare il pendolamento.

Inoltre l'utilizzo di un'attuazione idraulica fornisce garanzie in termini di affidabilità e robustezza, elevate forze erogabili in rapporto agli ingombri e buona prontezza del controllo nella banda di frequenze d'interesse (fino ai $3 \div 4 \text{ Hz}$), che non è invece pienamente conseguibile con l'utilizzo di un'attuazione pneumatica.

Dimensionamento del sistema Come si nota in figura 2.2 il sistema prevede la presenza di due serbatoi (uno su ciascun ramo del circuito), aggiunti per realizzare una rigidità al rollio che fosse il più simile possibile a quella della barra meccanica che è stata sostituita. I cilindri infatti, a circuito passivo, generano una rigidità equivalente elevata andando a modificare il comportamento dinamico del veicolo non attuato, che invece dovrebbe rimanere il più vicino possibile a quello in configurazione originale.

Si può facilmente dimostrare a partire dalle equazioni linearizzate dei cilindri oleodinamici ([15] *pp.*161 ÷ 168) che, trascurando i trafileamenti e considerando il sistema a un solo grado di libertà (rollio), la rigidità equivalente è espressa dalla relazione 2.2.

$$k_{eq} = A_p^2 \frac{\beta}{V_0} b_{ol} \quad (2.2)$$

Fissata la dimensione b_{ol} rappresentativa della distanza tra i due cilindri e

la tipologia di olio, si può agire sull'area del pistone A_p o sul volume V_0 delle camere. Non potendo ridurre l'area a piacimento per poter garantire l'erogazione delle forze necessarie sotto un salto di pressione finito (fissato a 196 *bar*) è stato necessario incrementare i volumi con l'impiego di serbatoi. Il risultato è stato quello di un sistema passivo che riesce ad avere una rigidezza torsionale approssimata molto simile a quella della barra anti-rollo originale. In conclusione è stato effettuato un confronto tra il sistema iniziale e quello passivo così ottenuto utilizzando strumenti quali luogo delle radici e digrammi di Bode, dimostrando di aver ottenuto un veicolo con un comportamento molto vicino a quello originale in termini di modi di vibrare e stabilità.

Strategie di controllo È stato poi effettuato uno studio sulle strategie di controllo utilizzabili per realizzare il pendolamento basandosi in primis su un modello lineare del sistema. I controllori implementati sono stati i seguenti:

- PD (proporzionale e derivativo) con contributo in *feed-forward*;
- PD con Sky-Hook e contributo in *feed-forward*;
- Controllo ottimo LQI.

A questo punto il lavoro è passato su un modello non lineare del veicolo su cui, una volta implementati, i controllori sono stati valutati e confrontati. A valle di quanto presentato in [2], si è anche effettuata un'ottimizzazione dei controllori così ottenuti, tramite un algoritmo genetico, i cui risultati sono stati successivamente pubblicati in [16].

2.2.3 Conclusioni

Dai risultati ottenuti sono emerse una serie di problematiche e di spunti che hanno dato origine al presente lavoro di tesi. In primo luogo ci si è resi conto che una delle principali fonti di disturbo che vanno a limitare le performance in termini di comfort del veicolo, risultano essere gli urti tra la cassa e il *bumpstop* laterale che, essendo legati all'accelerazione centrifuga, peggiorano al crescere della velocità di percorrenza. Gli stessi urti causano anche un effetto secondario indesiderato: il controllo ottimo LQI, che sul modello lineare pareva essere molto promettente, sul modello completo non raggiunge le performance attese; questo è dovuto principalmente al forte legame con il modello lineare intrinseco nel controllo ottimo che perde di senso in presenza di forti non linearità come i suddetti urti. Inoltre il forte accoppiamento tra il moto laterale e quello di rollio non consentono un controllo efficiente del veicolo con un unico attuatore, come già evidenziato in [9] in cui è stato allo

stesso modo proposto l'utilizzo di un attuatore laterale.

L'introduzione di una sospensione laterale attiva, e il relativo studio di logiche di controllo integrate, risulta quindi essere la naturale evoluzione del sistema fin qui esposto essendo potenzialmente in grado di risolvere le problematiche legate agli urti laterali e al forte accoppiamento tra i due moti.

Capitolo 3

Modellazione lineare

Un passo fondamentale per il lavoro è innanzitutto la definizione dei modelli del veicolo che verranno utilizzati per lo studio del sistema e la sintesi dei controllori. In primo luogo ci si è preoccupati di sviluppare un modello lineare del sistema per avere a disposizione uno strumento su cui svolgere la parte iniziale dello sviluppo del concept. In particolare questo è risultato utile per effettuare una selezione preliminare dei controllori, una loro prima ottimizzazione e valutazione, prima che questi fossero implementati sul complesso modello Multi-body e ottimizzati con un algoritmo genetico.

Il principale punto di forza del modello lineare è la sua semplicità che rende i risultati facilmente interpretabili in maniera intuitiva, consentendo di disporre di un set di controllori già testato prima di passare al lavoro sul modello non lineare. Ovviamente, affinché queste considerazioni siano affidabili, il modello deve risultare sufficientemente accurato per riuscire a rappresentare (seppure con importanti approssimazioni) il comportamento del sistema reale. Lo schema utilizzato è stato quindi un modello a tre gradi di libertà, in cui viene considerato il solo moto della cassa nel piano verticale, ipotizzando il carrello rigidamente vincolato ai binari. Benché questa appaia come una forte approssimazione, in realtà a causa dell'elevata rigidità della sospensione primaria, alle basse frequenze (che sono poi quelle di nostro interesse), si può ritenere sufficientemente realistica.

Questa ipotesi è stata in ogni caso verificata a posteriori tramite il confronto con un modello a sei gradi di libertà (in cui è stata considerata anche la sospensione primaria) che non ha fatto emergere differenze rilevanti in termini di luogo delle radici e di stabilità del sistema, confermando la validità dello schema a 3 *gdl* utilizzato.

3.1 Modello a 3 gradi di libertà

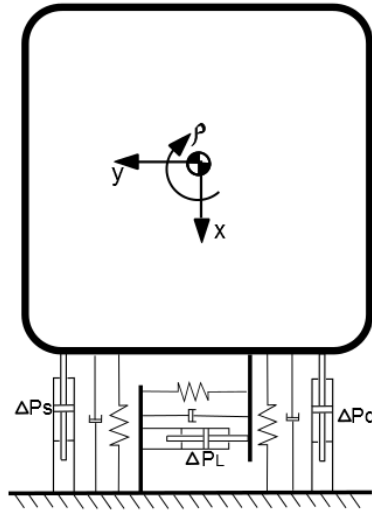


Figura 3.1: Schema modello a 3 gradi di libertà

Il modello lineare a tre gradi di libertà studiato, è rappresentato in figura 3.1. Come si può notare i due cilindri idraulici che realizzano la barra anti-rollio sono per ora mantenuti separati per semplicità. Successivamente si studierà invece il circuito idraulico ottenendo la relazione tra i salti di pressione destro e sinistro da includere nel sistema di equazioni ottenuto.

3.1.1 Il sistema meccanico

Si definisce innanzitutto il vettore dei gradi di libertà come:

$$\underline{z} = \begin{Bmatrix} x \\ y \\ \rho \end{Bmatrix} \quad (3.1)$$

Tramite il calcolo di energia cinetica, potenziale e dissipativa si ricavano le matrici di massa, rigidezza e smorzamento e infine è possibile calcolare la componente Lagrangiana delle forze esterne, che in questo caso risultano essere i tre salti di pressione, ciascuno moltiplicato per l'area del pistone su cui agisce. Si ottiene quindi un'equazione di moto nella classica forma:

$$[M] \ddot{\underline{z}} + [R] \dot{\underline{z}} + [K] \underline{z} = \underline{Q} \quad (3.2)$$

Dove le matrici sono ovviamente delle (3×3) e \underline{Q} è un vettore colonna in cui compaiono, attraverso opportuni legami cinematici, i salti di pressione sui tre attuatori presenti:

$$\underline{Q} = [\Lambda_P] \left\{ \begin{array}{c} \Delta P_d \\ \Delta P_s \\ \Delta P_L \end{array} \right\} \quad (3.3)$$

3.1.2 Modellazione della barra anti-rollio

Per modellare il sistema idraulico in figura 2.2 è possibile seguire due percorsi alternativi:

- Modellare il sistema completo così come rappresentato in figura 2.2, considerando quindi i serbatoi come volumi di fluido separati dalle camere e calcolando le portate in funzione del salto di pressione tra ciascuna camera e il relativo serbatoio;
- Modellare il sistema come composto dai due soli cilindri idraulici, considerando il volume di ciascun serbatoio come volume aggiuntivo delle camere a cui è connesso e trascurando le perdite di carico nei tubi (figura 3.2).

Il primo metodo risulta ovviamente il più accurato, ma a conti fatti necessita dell'introduzione di due equazioni nel sistema e quindi di una variabile di stato supplementare. Al contrario il secondo è molto più semplice poiché implica che:

$$\Delta P_d = -\Delta P_s \quad (3.4)$$

e introduce un'unica equazione (e quindi un'unica variabile di stato) a rappresentare il circuito idraulico in esame.

Da valutazioni già effettuate in [2] è stato provato che lo schema semplificato da risultati molto prossimi a quello completo (in termini di luogo delle radici e come strumento di dimensionamento del sistema) e che può essere quindi utilizzato per la modellazione del sistema.

Si possono dunque scrivere le equazioni di continuità sui due rami del circuito (denominati I e II) definendo:

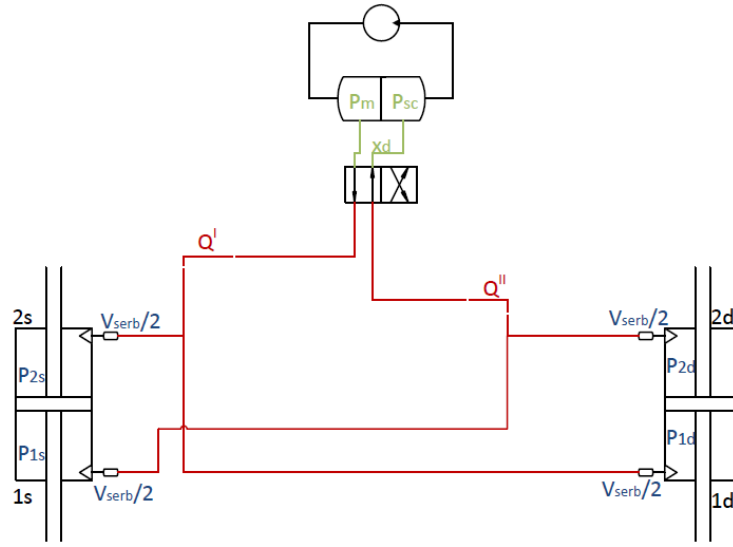


Figura 3.2: Modello semplificato del circuito idraulico della barra anti-rollo (Tratto da [2])

$$\begin{aligned} Q_I &= Q_{1s} + Q_{2d} \\ Q_{II} &= Q_{1d} + Q_{2s} \end{aligned} \quad (3.5)$$

A questo punto le due equazioni di continuità risultano essere:

$$\begin{cases} \frac{V_{1s}}{\beta} \dot{P}_{1s} + \frac{V_{2d}}{\beta} \dot{P}_{2d} + C_i(\Delta P_s - \Delta P_d) + C_e(P_{1s} + P_{2d}) + A_{pR}(\dot{y}_s - \dot{y}_d) = Q_I \\ \frac{V_{2s}}{\beta} \dot{P}_{2s} + \frac{V_{1d}}{\beta} \dot{P}_{1d} + C_i(\Delta P_s - \Delta P_d) + C_e(P_{2s} + P_{1d}) - A_{pR}(\dot{y}_s - \dot{y}_d) = Q_{II} \end{cases} \quad (3.6)$$

In cui con i termini V_{1s} , V_{2d} , V_{2s} e V_{1d} si indica il volume di ciascuna camera a cui è stato sommato il volume del semi-serbatoio corrispondente, β rappresenta il modulo di comprimibilità volumetrica isoterma dell'olio e i coefficienti C_i e C_e corrispondono rispettivamente ai coefficienti di trafilamento interno ed esterno. Si può ora utilizzare la relazione (3.4) e si ricava la semisomma tra le due equazioni in (3.6) potendo definire Q_R come:

$$Q_R = \frac{Q_I - Q_{II}}{2} \quad (3.7)$$

Inoltre considerando il moto nell'intorno della posizione di equilibrio in rettilineo si può semplificare la scrittura dei termini legati alla comprimibilità

definendo:

$$2V_{0R} = V_{1s} + V_{2d} = V_{2s} + V_{1d} \quad (3.8)$$

Si ottiene quindi l'equazione (3.9) che modella il circuito idraulico relativo alla barra anti-rollio.

$$\frac{V_{0R}}{\beta} \Delta \dot{P}_s + (2C_i + C_e) \Delta P_s + A_{pR}(\dot{y}_s - \dot{y}_d) = Q_R \quad (3.9)$$

Il modello della barra anti-rollio passiva risulta quindi pari all'equazione 3.9 in cui si impone un Q_R nullo.

3.1.3 Modellazione dell'attuatore laterale

L'attuatore laterale è il primo elemento di novità introdotto nel sistema. Così come accaduto nella progettazione della barra anti-rollio, anche qui è stato necessario aggiungere dei serbatoi in serie alle camere dell'attuatore a causa dell'altrimenti eccessivo irrigidimento del sistema (vedi sezione 3.2 relativa al dimensionamento dell'attuatore). Per quanto concerne la modellazione dei serbatoi tuttavia, si possono ritenere valide le suddette osservazioni, che consentono di trascurarne la dinamica e considerarli semplicemente come incrementi di volume delle camere dell'attuatore.

Così come è stato fatto per il circuito idraulico della barra anti-rollio, si scrivono innanzitutto le equazioni di continuità delle due camere dell'attuatore, in cui in questo caso oltre che comparire il rollio compare anche il grado di libertà laterale. Per brevità non si riportano i passaggi intermedi, del tutto analoghi a quanto visto nella sezione precedente, e si ottiene la seguente equazione (3.10), dove h_{pL} indica la distanza verticale tra il baricentro cassa e l'attuatore laterale.

$$\frac{V_{0L}}{\beta} \Delta \dot{P}_L + \left(C_i + \frac{C_i}{2}\right) \Delta P_L + A_{pL} \dot{y} + A_{pL} h_{pL} \dot{\rho} = Q_L \quad (3.10)$$

Anche in questo caso si può ottenere il modello passivo annullando semplicemente Q_L .

3.1.4 Modellazione delle servovalvole

Per modellare il sistema attivo invece, non resta che introdurre un modello delle servovalvole che definisca il legame tra la portata introdotta in un

circuito e quello che poi sarà il comando del controllore. La modellazione risulta del tutto analoga tra i due circuiti, dunque per brevità si riportano le equazione riferite alla sola barra anti-rollio. In [15] (pp.169 ÷ 173) si dimostra che il modello cercato è ottenibile a partire dall'equazione di efflusso attraverso un orifizio (3.11):

$$Q_{or} = \frac{C_c A_0}{\sqrt{1 - \left(\frac{C_c A_0}{A_t}\right)^2}} \sqrt{\frac{2\Delta P_{or}}{\rho}} \quad (3.11)$$

Dove A_0 è l'area dell'orifizio, C_c il coefficiente di contrazione e A_t l'area della condotta. Si vede quindi come la portata sia una funzione non lineare dell'area dell'orifizio e del salto di pressione. A sua volta l'area dell'orifizio è funzione dello spostamento del cassetto della servovalvola x_d , consentendo di scrivere il legame linearizzato seguente:

$$Q_{or} = Q_{or}(x_d, \Delta P_{or}) \approx K_q x_d + K_c \Delta P_{or} \quad (3.12)$$

Applicando (3.12) alla servovalvola e imponendo per convenzione il ramo I collegato alla mandata e il II collegato al ritorno si ottengono due equazioni per Q_I e Q_{II} del tutto analoghe a (3.12), che consentono di calcolare il Q_R come:

$$Q_R = K_q x_{dR} - K_c \Delta P_s \quad (3.13)$$

3.1.5 Completamento del modello e forma di stato

La descrizione delle variabili fisiche in gioco si è quindi esaurita. Per considerare però il modello completo sono necessarie ancora alcune considerazioni. Il modello che si sta elaborando è sicuramente soggetto a dei limiti del suo campo di applicazione. In particolare essendo la cassa considerata come corpo rigido sappiamo che oltre un certo range di frequenze il comportamento del modello divergerà significativamente da quello reale a causa della presenza dei primi modi di vibrare flessionali e torsionali. Per questa ragione si inserisce un filtro del prim'ordine (come già fatto in [2]) su ciascuna azione di controllo con frequenza di taglio pari a 3.5 Hz cosicché non vengano eccitate risonanze della cassa associate ai primi modi di vibrare deformabili. Così facendo si aggiungono due variabili di stato corrispondenti ai comandi

filtrati e quindi le due equazioni dei filtri del tipo:

$$\dot{x}_{dFILT} = \frac{x_d - x_{dFILT}}{\tau} \quad (3.14)$$

Dove τ indica il coefficiente del filtro corrispondente alla frequenza di taglio definita.

Inoltre nell'ottica di implementare dei controllori con un contributo integrale, per completare il modello fin da subito, si aggiungono altre due equazioni per introdurre le variabili di stato corrispondenti agli integrali dei due gradi di libertà da controllare.

Il sistema di equazioni definitivo che modella il veicolo è così completo, e risulta essere:

$$\left\{ \begin{array}{l} [M] \ddot{z} + [R] \dot{z} + [K] z = \underline{Q}(\Delta P_s, \Delta P_L) \\ [M] \dot{z} = [M] \dot{z} \\ \frac{V_{0R}}{\beta} \Delta \dot{P}_s + (2C_i + C_e + K_c) \Delta P_s + A_p(y_s - y_d) = K_q x_{dR} \\ \frac{V_{0L}}{\beta} \Delta \dot{P}_L + (C_i + \frac{C_i}{2} + K_c) \Delta P_L + A_{pL} \dot{y} + A_{pL} h_{pL} \dot{\rho} = K_q x_{dL} \\ \dot{x}_{dRFILT} = \frac{x_{dR} - x_{dRFILT}}{\tau} \\ \dot{x}_{dLFILT} = \frac{x_{dL} - x_{dLFILT}}{\tau} \\ \frac{d}{dt} [\int y dt] = y \\ \frac{d}{dt} [\int \rho dt] = \rho \end{array} \right. \quad (3.15)$$

Dal sistema di equazioni (3.15) si può dunque passare in forma di stato e ottenere un'equazione del prim'ordine del tipo:

$$\dot{z} = [A] z + [B] u \quad (3.16)$$

3.2 Dimensionamento dell'attuatore laterale

3.2.1 Definizione del cilindro idraulico

Sulla base del modello lineare fin qui sviluppato è stato possibile definire delle logiche per il dimensionamento dell'attuatore laterale. Preme però sottolineare che la definizione dell'attuatore esposta in questa sezione è in realtà un processo che si è sviluppato parallelamente a questa prima parte del lavoro e che la stima iniziale è stata poi corretta sulla base delle prime prove effettuate con i controllori.

In primo luogo è necessario definire una stima delle forze che dovranno essere erogate per dimensionare il pistone. I valori delle pressioni di mandata e di ritorno, per coerenza con quanto sviluppato nei lavori precedenti, sono stati fissati a:

$$P_m = 198 \text{ bar} \quad P_r = 2 \text{ bar} \quad (3.17)$$

Per una prima stima della forza che dovrà erogare l'attuatore si considera un'accelerazione laterale (al netto della sola compensazione data dalla sovrarelevazione del binario) che può arrivare fino a circa $1 \frac{m}{s^2}$. La massa che compete poi a ciascun attuatore è pari alla metà della massa totale della cassa (essendo ovviamente presenti due sospensioni secondarie su ciascun veicolo), quindi 19700 kg per il veicolo considerato. Essendo l'obiettivo del controllo quello di mantenere la cassa centrata all'altezza della sospensione secondaria (per prevenire il più possibile gli urti), l'attuatore dovrà fornire una forza in grado di vincere esattamente la centrifuga che compete a metà cassa, pari quindi a circa 20 kN .

Ovviamente però il pistone non potrà essere dimensionato soltanto sulla base della componente statica, ma sarà necessario un sovradimensionamento che tenga conto della componente dinamica. In una prima iterazione di progetto si è ipotizzato un coefficiente di amplificazione dinamica pari a 1.5, dimensionando l'attuatore per una forza massima di 30 kN .

Fin dal principio si è sempre cercato di evitare un eccessivo sovradimensionamento poiché, come ricorda l'equazione (2.2), un'area del pistone elevata può portare un eccessivo irrigidimento del sistema. Dalle prime prove che sono state effettuate con i sistemi di controllo però, ci si è resi conto che l'attuatore così dimensionato porta alcuni controllori (in particolare quelli più prestazionali) a lavorare spesso in saturazione, limitandone le performance. In definitiva quindi si è deciso di aumentare ulteriormente il coefficiente dinamico fino a 2, evitando così, in fase di ottimizzazione, di escludere soluzioni promettenti a causa di limitazioni introdotte dall'attuatore. Il problema dell'irrigidimento associato all'introduzione del pistone è stato poi risolto dimensionando dei serbatoi come già fatto per la barra anti-rollo.

Per definire in maniera più realistica l'attuatore si è deciso, sulla base di questi dati, di consultare dei cataloghi di costruttori di cilindri idraulici, anche nell'ottica di uno studio di fattibilità. In particolare da [17] è stato scelto un attuatore con le seguenti caratteristiche:

- Forza massima con salto di pressione di 196 bar : 49 kN ;
- Alesaggio: 63 mm ;

- Stelo: 28 mm;
- Corsa massima: ± 100 mm (essendo il tampone posto a ± 60 mm);
- Volume camera risultante: 0.25 l

3.2.2 Definizione del serbatoio

A questo punto, definito il cilindro è necessario prendere in considerazione gli effetti che questo porta al comportamento del sistema, in particolare l'aumento di rigidità della sospensione laterale. Poiché, al contrario di quanto fatto per la barra anti-rollio, in questo caso non si tratta di sostituire la sospensione laterale ma di aggiungere un attuatore, ovviamente si è costretti ad accettare un irrigidimento del sistema. Sarà però necessario un criterio per definire una soglia di accettabilità.

Si stima innanzitutto una rigidità equivalente sul sistema passivo, come è già stato fatto per la barra anti-rollio. In particolare a partire dall'equazione (3.10), eliminando la Q_L , trascurando i traflamenti C_i e C_e e considerando il solo moto laterale si ottiene:

$$\frac{V_{0L}}{2\beta} \Delta \dot{P}_L = -A_{pL} \dot{y} \quad \rightarrow \quad \Delta P_L = -\frac{2\beta}{V_{0L}} A_{pL} y \quad (3.18)$$

Considerando quindi che la forza sarà pari al ΔP_L ulteriormente moltiplicato per l'area del pistone, si ottiene una rigidità equivalente pari a:

$$k_{eq} = \frac{2\beta}{V_{0L}} A_{pL}^2 \quad (3.19)$$

Non resta quindi che definire un criterio per la scelta della rigidità equivalente tollerata e ricavare quindi il volume totale necessario ad ottenerla.

Il criterio adottato si basa sul fatto che, a sistema passivo e privo di attuatore, in curva la cassa va sempre a contatto con il tampone che ne sostiene la forza centrifuga. Infatti nei modelli impiegati per lo studio della barra anti-rollio in [2], nella sospensione laterale si era aggiunta una rigidità equivalente che rappresentasse proprio i primi millimetri di cedimento del tampone. Nel presente lavoro il sistema di controllo dovrebbe prevenire il contatto con essi, ma nel caso di sistema passivo pare accettabile che l'attuatore conferisca un irrigidimento dello stesso ordine di grandezza di quello dovuto al cedimento dei tamponi.

Si è quindi imposto che la rigidità equivalente non superasse quella stimata per il tampone nella prima parte della sua caratteristica (che è fortemente

non lineare), pari a $0.5 \frac{kN}{mm}$. Sulla base quindi della formula (3.19) si è scelto un serbatoio (per ciascuna camera dell'attuatore a doppio effetto) con le seguenti caratteristiche:

- Volume serbatoio: 30 l;
- Volume totale relativo a una camera: $V_0 = 30.25$ l;
- Rigidezza laterale equivalente introdotta dall'attuatore: 0.455 kN/mm.

Infine tramite il modello a tre gradi di libertà sopra esposto è possibile effettuare un confronto tra il sistema originale (con barra anti-rollio meccanica e senza attuatore laterale), quello con barra anti-rollio idraulica passiva e infine la configurazione fin qui studiata quindi con barra anti-rollio e attuatore laterale entrambi passivi. Il confronto è stato realizzato in termini di luogo delle radici e può essere visualizzato in figura 3.3.

Si nota come già la barra anti-rollio idraulica avesse aumentato le frequenze

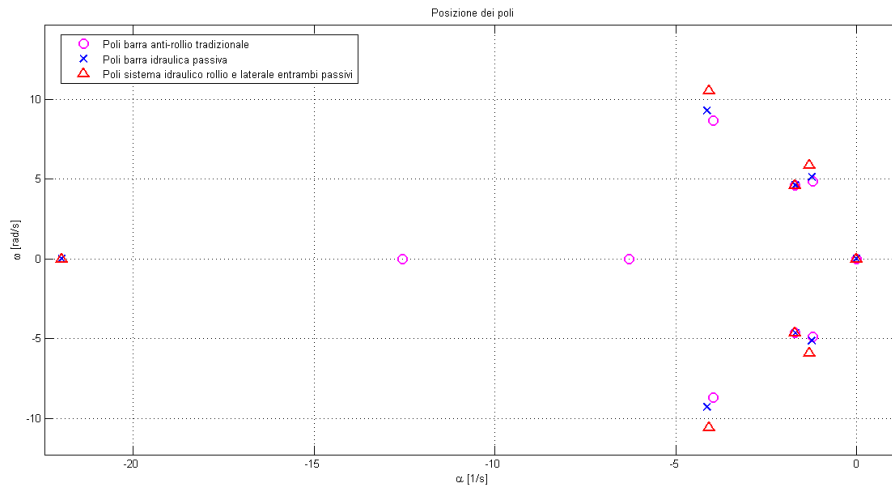


Figura 3.3: Luogo delle radici: confronto tra i sistemi passivi

proprie associate ai due modi di vibrare con componenti laterale e di rollio, senza ovviamente interferire con il moto verticale, che risulta del tutto disaccoppiato dagli altri due. Lo stesso effetto è provocato dall'introduzione dell'attuatore laterale anche se con alcune riserve dovute alla presenza o meno della rigidezza equivalente che rappresenta il contatto con il tampone. Nel caso di attuatore laterale passivo infatti si è verificato che in curva lo spostamento della sospensione supererebbe il tampone e quindi esiste il contatto con quest'ultimo e la rigidezza che lo schematizza viene mantenuta,

dando vita a un sistema che risulta ovviamente più rigido del precedente. Al contrario invece, quando il sistema è attuato (quindi in tutta la fase di valutazione dei controllori), questa rigidità non viene inclusa nel sistema, in quanto l'attuatore tramite le logiche di controllo evita il contatto con il tampone che quindi verrà successivamente escluso dal modello.

Una possibile soluzione all'irrigidimento (almeno nell'uso passivo) potrebbe essere l'impiego di un attuatore a geometria variabile. Questo, consentendo di regolare il coefficiente di trafilamento interno, potrebbe ridurre la rigidità associata al cilindro idraulico, portandolo a lavorare principalmente come smorzatore. Questo studio tuttavia esula dal presente lavoro di tesi non influenzando in alcun modo sul comportamento dei controllori, e quindi viene lasciato a eventuali sviluppi futuri.

Capitolo 4

Le strategie di controllo, implementazione sul modello lineare

Implementato il modello lineare è stato dunque possibile effettuare un primo studio sui controllori. Il sistema meccatronico in questione è costituito quindi da due sistemi di attuatori e da due gradi di libertà da controllare, con differenti obiettivi:

- Sul rollio si vuole realizzare l'inseguimento di un riferimento per ottenere il *tilting* con un angolo definito a priori in funzione della curva e della velocità di percorrenza;
- Il controllore laterale è anch'esso dotato di un riferimento, corrispondente al centraggio della cassa all'altezza dei tamponi, ma il suo obiettivo, più che il mero inseguimento della traiettoria, è la prevenzione di urti e il miglioramento del comfort vibrazionale laterale.

Per quanto riguarda l'ottimizzazione preliminare svolta sul modello lineare, si è comunque scelto di considerare come funzioni obiettivo il solo inseguimento dei riferimenti in quanto, la semplicità del modello, l'assenza di effetti non lineari e dell'irregolarità (principali fonti di disturbo), non consentono uno studio sul comfort vibrazionale in questa fase del lavoro. Aspetti di questo genere sono state invece considerati nella successiva ottimizzazione effettuata sul modello multibody (sezione 5.4), in cui la completezza dello schema di calcolo ha consentito di estrapolare stime attendibili riguardo al comfort percepito dai passeggeri.

4.1 Riferimenti e componenti in feed-forward

Prima di addentrarsi tra le varie soluzioni considerate, si definiscono gli aspetti generici del controllore che possono essere applicati a tutte, o quasi, le soluzioni controllistiche.

4.1.1 Definizione del riferimento

Su ciascuno dei due gradi di libertà da controllare, è innanzitutto necessario definire il riferimento che deve essere inseguito. Per quanto riguarda il rollio questo può essere calcolato a partire dalla relazione (2.1). In particolare definita la velocità di percorrenza, la sopraelevazione del binario e il raggio di curva si calcola l'accelerazione laterale percepita senza il pendolamento (quella che verrebbe misurata in un sistema di riferimento sul piano del ferro). Scelta poi la percentuale di compensazione che si vuole realizzare si ricava l'angolo di rollio necessario (i valori numerici utilizzati per l'ottimizzazione sono riportati nella sezione 4.6).

Poiché sia il raggio di curvatura che la sopraelevazione del binario hanno andamento lineare lungo i raccordi di entrata e uscita, entrambi i riferimenti sono stati definiti come funzioni trapezoidali che raggiungano il valore desiderato in curva piena e che seguano invece la transizione lineare imposta dalla geometria del tracciato lungo i raccordi.

Per quanto riguarda il riferimento laterale, poiché il controllore lavora in funzione dei gradi di libertà mostrati in figura 3.1, questo non sarà nullo, volendo che la cassa non risulti centrata all'altezza del baricentro ma piuttosto in corrispondenza del tampone. In particolare tramite semplici considerazioni geometriche si dimostra che, affinché sia realizzato il centraggio della sospensione secondaria, il riferimento laterale è direttamente legato a quello di rollio tramite l'equazione (4.1), in cui h rappresenta la distanza tra il baricentro cassa e la quota in corrispondenza dei *bumpstop* laterali.

$$y_{rif} = -h\rho_{rif} \quad (4.1)$$

In figura 4.1 è riportato l'andamento temporale dei due riferimenti.

4.1.2 Contributo in feed-forward

In tutti i controllori, escluso il controllo ottimo LQI (per le ragioni esposte nella sezione 4.5), è stato inserito un contributo in feed-forward. Supponendo

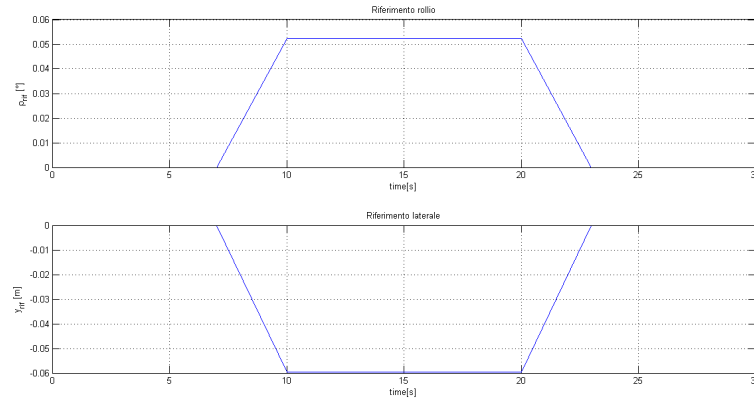


Figura 4.1: Andamento temporale dei due riferimenti

infatti che il tracciato sia sempre noto e la posizione ricavabile dal segnalamento e da un sistema gps, così come si calcola il riferimento, allo stesso modo è possibile implementare un feed-forward che migliori la prontezza dei controllori. D'altra parte, come sempre in questi casi, non scompare la necessità del contributo in feed-back, il quale resta indispensabile nella compensazione di effetti stocastici e di errori o approssimazioni legate al modello utilizzato. Una volta che i riferimenti sono noti, infatti, si utilizza un modello semplificato per stimare l'azione di controllo a partire dalle equazioni del sistema.

Rollio Per quanto riguarda il contributo dato per il pendolamento, a partire dall'equazione (3.9) si trascurano gli effetti di comprimibilità e tutti i trafiletti, lasciando al controllore in feed-back il compito di compensarli, e si ottiene quindi (4.2).

$$x_{d\rho FF} = \frac{A_{pR}}{K_q} b_{ol} \dot{\rho}_{rif} \quad (4.2)$$

Si nota come il contributo dipenda soltanto dalla derivata del riferimento. Questo significa che il feed-forward sarà attivo solo lungo i raccordi, dove effettivamente è necessaria la prontezza del controllore per evitare eccessivi ritardi.

Laterale Per quanto riguarda invece l'attuatore laterale si è utilizzato un approccio diverso. In particolare non essendo in questo caso fondamentale l'inseguimento del riferimento, ma piuttosto il centraggio, pare più coerente utilizzare un contributo in feed-forward che realizzi la parte quasi-statica del

centraggio, lasciando invece che il controllore regoli le oscillazioni. Questo è utile perché in curva piena, volendo mantenere la sospensione centrata, gli attuatori, come condizione media di regime, dovranno erogare tutta la forza necessaria a bilanciare l'accelerazione centrifuga non compensata della cassa. Essendo la velocità di avanzamento e il tracciato noti, così come è già stato ipotizzato per il calcolo dei riferimenti, si può ricavare l'accelerazione non compensata (considerando la sola compensazione dovuta alla sopraelevazione del binario) con l'equazione (2.1).

In particolare si considera un modello in cui tutto il carico centrifugo è bilanciato dagli attuatori, e si ottiene un salto di pressione necessario su ciascun pistone pari a:

$$\Delta P = \frac{1}{A_{pL}} \frac{m a_{nc}}{2} \quad (4.3)$$

A questo punto a partire dalla dinamica dell'attuatore in (3.10) e sostituendo il ΔP così ottenuto si ottiene (4.4), che rappresenta il comando in feed-forward utilizzato.

$$x_{dyFF} = -\frac{1}{K_q} \left[\frac{V_{0L}}{2\beta} \left(\frac{1}{A_{pL}} \frac{m \dot{a}_{nc}}{2} \right) + C_{tot} \left(\frac{1}{A_{pL}} \frac{m a_{nc}}{2} \right) \right] \quad (4.4)$$

Come si può notare l'unica grandezza nell'equazione (4.4) che non è nota a priori con il tracciato e la velocità, è la massa della cassa. Questa benché possa cambiare da una tratta all'altra al variare del carico, è comunque una grandezza che possiamo ritenere accessibile tramite misure sulla sospensione verticale secondaria (ad esempio misure di pressione).

4.2 Controllo PID

Il primo controllore considerato è stato un classico controllo PID (proporzionale, integrale e derivativo) indipendente, così chiamato per l'assenza di contributi "incrociati" tra le due componenti di moto su cui agisce l'attuazione (laterale e rollio), che sono quindi controllate separatamente.

Lo schema logico di un controllore così definito è esposto in figura 4.2. Ciascuno dei due controllori, sarà quindi caratterizzato dalla classica logica di funzionamento PID, espressa nella relazione (4.5) dove z rappresenta la generica componente di movimento da controllare.

$$x_d = k_p(z_{rif} - z) + k_d(\dot{z}_{rif} - \dot{z}) + k_i \int (z_{rif} - z) dt \quad (4.5)$$

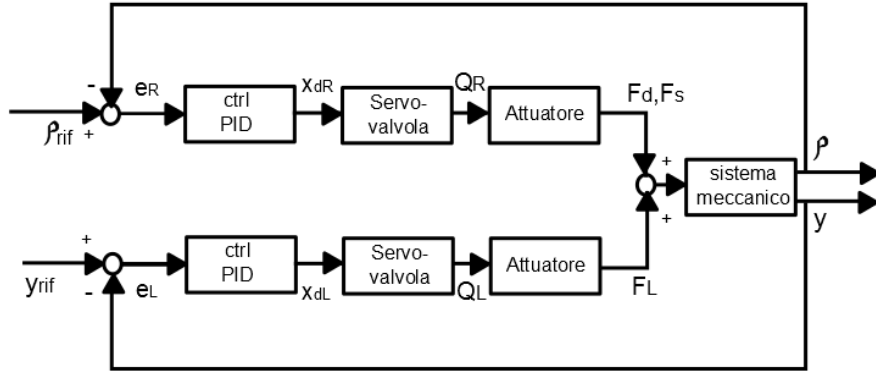


Figura 4.2: Schema concettuale controllo PID “indipendente”.

Se questa formulazione viene sostituita in (3.10), ad esempio per l’attuatore laterale trascurando i trafiletti, si ottiene:

$$\frac{V_{0L}}{\beta} \Delta \dot{P}_L + A_{pL} \dot{y} + A_{pL} h_{pL} \dot{\rho} = K_q \left[k_{py} (y_{rif} - y) + k_{dy} (\dot{y}_{rif} - \dot{y}) + k_{iy} \int (y_{rif} - y) dt \right] \quad (4.6)$$

Da cui si nota che è la derivata della pressione ad essere proporzionale agli errori così definiti. La forza dunque, essendo proporzionale direttamente a ΔP , sarà legata all’integrale di x_v . L’attuatore idraulico introduce quindi un effetto simile a un integratore, andando ad aggiungere al sistema un polo in zero. Questo, tuttavia, non pare una motivazione sufficiente a rendere inutile un contributo integrale nel sistema di controllo in quanto, concettualmente, l’integrazione del comando in uscita dal controllore non è del tutto analoga alla presenza di una retroazione integrale. Inoltre, come già dimostrato, l’aggiunta di un contributo integrale nel modello non risulta essere un’eccessiva complicazione e può dunque essere mantenuta per evitare, in fase di ottimizzazione, che possibili soluzioni vengano escluse a priori.

Dal punto di vista dell’implementazione, si è scelto di applicare il controllore al sistema scritto in forma di stato, ottenendo quindi l’equazione (4.7), in cui la matrice dei guadagni è definita da (4.8) e il vettore di stato è ordinato secondo (4.9).

$$\dot{z} = \overbrace{([A] - [B] [G_{PID}])}^{[A_{ctrl}]} z + [B] [G_{PID}] z_{rif} \quad (4.7)$$

$$[G_{PID}] = \begin{bmatrix} 0 & 0 & k_{d\rho} & 0 & 0 & k_{p\rho} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & k_{i\rho} \\ 0 & k_{dy} & 0 & 0 & k_{py} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & k_{iy} & 0 \end{bmatrix} \quad (4.8)$$

$$\underline{z} = \{\dot{x} \quad \dot{y} \quad \dot{\rho} \quad x \quad y \quad \rho \quad \Delta P_R \quad \Delta P_L \quad x_{dR} \quad x_{dL} \quad \int y \quad \int \rho\} \quad (4.9)$$

4.3 Controllo PID con Sky-Hook

La seconda strategia presa in considerazione è un controllore PID analogo al precedente, quindi ancora “indipendente”, a cui viene aggiunto un contributo di Sky-Hook. L’ introduzione di un contributo di smorzamento ottimo (vedi [15] pp.359 ÷ 363) consente, oltre al controllo in posizione garantito dal PID, anche un effetto di miglioramento del comfort vibrazionale riducendo i moti oscillatori. Per quanto esposto nella sezione precedente dall’ equazione (4.6), volendo realizzare una forza proporzionale alle velocità, sarà necessario inserire nella logica di controllo un guadagno proporzionale all’accelerazione.

L’implementazione di questo controllore nel modello lineare fin qui esposto richiede quindi un passaggio intermedio, non essendo l’accelerazione una grandezza contenuta nel vettore di stato. Ci sarà quindi un contributo del comando proporzionale alla derivata del vettore di stato come espresso in (4.10).

$$\underline{u} = [G_{PID}] (\underline{z}_{rif} - \underline{z}) - [G_{SH}] \dot{\underline{z}} \quad (4.10)$$

Che sostituita nella forma di stato (3.16) consente di calcolare la matrice di stato del sistema controllato, indicata in (4.11).

$$\dot{\underline{z}} = \overbrace{([I] + [B] [G_{SH}])^{-1}([A] - [B] [G_{PID}])}^{[A_{ctrl}]} \underline{z} + [B] [G_{PID}] \underline{z}_{rif} \quad (4.11)$$

Dove la matrice $[G_{PID}]$ è definita esattamente come (4.8), mentre $[G_{SH}]$ contiene i guadagni sulle accelerazioni, quindi corrisponde a (4.12).

$$[G_{SH}] = \begin{bmatrix} 0 & 0 & k_{ACC\rho} & 0 & \dots & 0 \\ 0 & k_{ACCy} & 0 & 0 & \dots & 0 \end{bmatrix} \quad (4.12)$$

4.4 Controllo Multi input - Multi output

Esposti i controllori definiti “indipendenti”, si passa quindi alla realizzazione di logiche in cui il moto laterale e il rollio sono considerati contemporaneamente, tramite matrici di guadagno piene o semi-piene. La prima soluzione implementata può essere considerata come la naturale evoluzione del controllo PID esposto nella sezione 4.2, poichè viene mantenuta la stessa logica di base ma con l’introduzione di termini incrociati tra i due controllori. Il sistema quindi realizza a tutti gli effetti un controllo MIMO sulle grandezze meccaniche da controllare. Come sottolineato dalla definizione della matrice di guadagno in (4.13) infatti, vengono ancora mantenuti nulli tutti i guadagni sulle grandezze di stato che non corrispondono a gradi di libertà meccanici.

$$[G_{MIMO}] = \begin{bmatrix} 0 & k_{d\rho y} & k_{d\rho\rho} & 0 & k_{p\rho y} & k_{p\rho\rho} & 0 & 0 & 0 & 0 & k_{i\rho y} & k_{i\rho\rho} \\ 0 & k_{dyy} & k_{dyy\rho} & 0 & k_{pyy} & k_{py\rho} & 0 & 0 & 0 & 0 & k_{iyy} & k_{iyy\rho} \end{bmatrix} \quad (4.13)$$

Come si può notare, già con questo primo passo verso un controllo integrato tra moto laterale e di rollio, le variabili da definire sono dodici, il che rende difficile un’eventuale scelta per deduzione dei valori numerici, come si potrebbe invece fare per un semplice controllore PID. Questa considerazione ha fatto quindi emergere la necessità di un metodo di ottimizzazione che consentisse di individuare soluzioni numeriche con cui realizzare un primo confronto e delle valutazioni preliminari dei controllori. Lo strumento di ottimizzazione utilizzato è esposto nella sezione 4.6, e ovviamente una volta disponibile è stato impiegato su tutti i controllori presentati, prima che questi venissero implementati sul più complesso modello Multi-body, così da realizzare un set iniziale di soluzioni.

4.5 Controllo ottimo LQI

L’ultima tipologia di controllore preso in considerazione è un controllore ottimo. Volendo però inseguire un riferimento è necessario implementare una logica che, oltre a realizzare un regolatore ottimo sulla retroazione, consenta anche di effettuare correttamente l’inseguimento di una traiettoria. Il sistema che risponde a questa necessità è il controllore ottimo LQI.

Lo schema dell’algoritmo di controllo è presentato in figura 4.3, dove x rappresenta il vettore contenente le coordinate da controllare (in questo caso moto laterale e di rollio), mentre z rappresenta il vettore di stato completo del sistema senza l’aggiunta delle grandezze integrali. Ovviamente a livello applicativo è possibile implementare il controllore anche diversamente, ad esempio nel presente lavoro si è scelto di accodare gli errori integrati al vettore

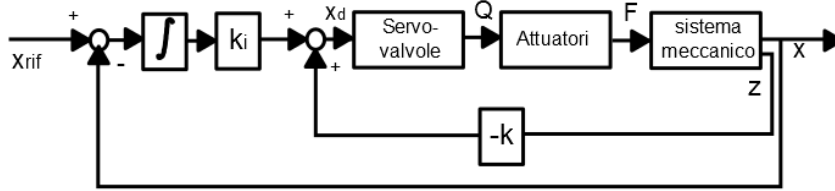


Figura 4.3: Schema logico controllo LQI

re di stato, ed applicare un'unica matrice di guadagno che contenesse anche i k_i nelle ultime due colonne. Il vettore dei comandi inviati alle servovalvole risulta quindi calcolato secondo l'equazione (4.14):

$$\underline{u} = -[G_{LQI}] \underline{z}_{LQI} \quad (4.14)$$

Con la quale, essendo il vettore degli stati \underline{z}_{LQI} quello presentato in (4.15), si realizza l'inseguimento dei riferimenti tramite gli integrali degli errori sul moto laterale e di rollio.

$$\underline{z}_{LQI} = \{ \dot{x} \quad \dot{y} \quad \dot{\rho} \quad x \quad y \quad \rho \quad \Delta P_R \quad \Delta P_L \quad x_{dR} \quad x_{dL} \quad \int (y_{rif} - y) \quad \int (\rho_{rif} - \rho) \} \quad (4.15)$$

La matrice dei guadagni così definita è una matrice piena, costituita da ventiquattro valori (dodici stati per due attuatori), la cui scelta si riduce alla definizione di quattordici pesi, di cui dodici saranno attribuiti agli stati, e due ai comandi delle servovalvole. Nonostante si utilizzi l'ottimizzatore esposto in 4.6, è comunque utile fare delle valutazioni preliminari sull'entità dei pesi per poter definire lo spazio di ricerca dell'ottimizzazione. Innanzitutto non avendo incluso nell'ottimizzazione preliminare un indice del consumo energetico, ci si aspetta che i pesi relativi ai comandi vengano abbassati sempre al minimo dall'ottimizzatore; è dunque sufficiente, in questa prima fase, mantenerli fissi a un valore stabilito risparmiando due variabili, e lasciando che siano gli altri pesi ad essere ottimizzati rispetto a questi. Inoltre, per ottenere un controllore che riesca ad inseguire con successo i riferimenti, è noto che i pesi relativi agli errori integrali debbano essere di alcuni ordini di grandezza maggiori rispetto agli altri. Infine si vuole che i guadagni sugli stati relativi ai filtri siano nulli, o comunque i più piccoli possibili essendo queste delle grandezze fittizie usate per modellare il sistema. A questo scopo i pesi ad essi associati sono stati mantenuti nulli, per ottenere guadagni bassi

e preservare la dinamica dei filtri. Allo stesso modo sono stati fissati i pesi sul moto verticale, sapendo che in ogni caso i relativi guadagni saranno sempre nulli, non essendo i controllori in grado di agire su quel moto. Tramite queste considerazioni è stato quindi possibile ridurre ulteriormente il numero di variabili da ottimizzare, riducendo i tempi di calcolo e rendendo più efficiente l'ottimizzazione.

Si ricorda infine che, come evidenziato anche in figura 4.3, in questa tipologia di controllore non viene implementato il contributo in feed-forward, essendo dimostrato come la retroazione dell'errore integrato rappresenti già una soluzione sub-ottima del problema, mentre quella ottima richiederebbe un approccio non causale e una conoscenza a priori del futuro, risultando quindi non applicabile a casi reali (come dimostrato in [18]).

4.6 Ottimizzazione sul sistema lineare

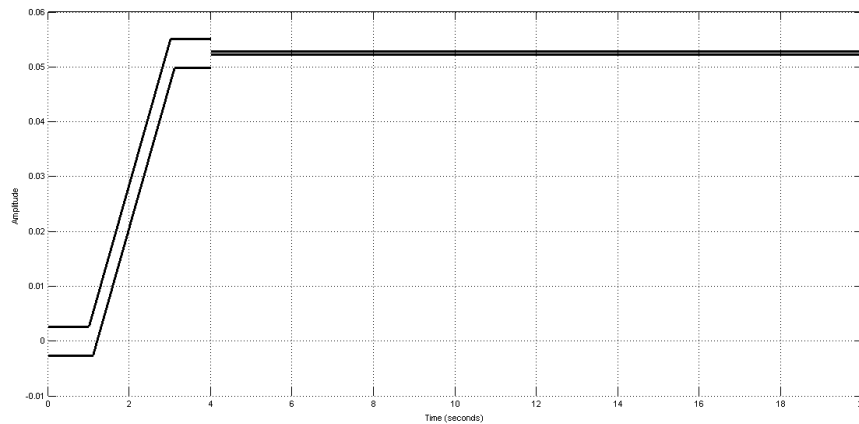
I controllori fin qui esposti sono stati quindi soggetti a una prima ottimizzazione che consentisse di ottenere un *range* di soluzioni confrontabili, per realizzare delle valutazioni preliminari e per disporre di una serie di “configurazioni iniziali” da implementare sul modello Multy-body. A questo scopo è stato realizzato un modello *Simulink* del sistema lineare su cui sono stati implementati i diversi controllori.

Si definiscono quindi le condizioni della simulazione su cui si basa l'algoritmo di ottimizzazione:

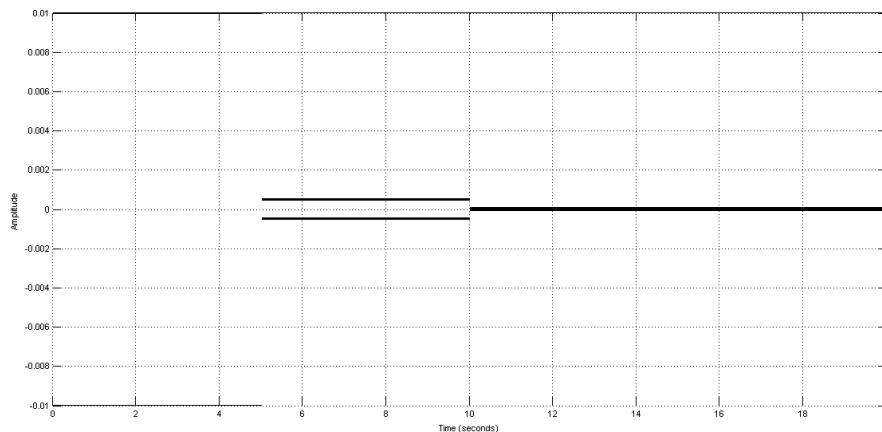
- Raggio di curva: 5500 *m*;
- Sopraelevazione binario: 105 *mm*;
- Velocità di percorrenza: 350 $\frac{km}{h}$;
- Riferimento rollio: 3°
- Transizione: 2 *s*

La curva così realizzata rappresenta una curva standard delle linee ad alta velocità e, essendo queste caratterizzate da una geometria il più possibile uniforme, può essere ritenuta rappresentativa dei tracciati nazionali senza inficiare la generalità dello studio.

Per l'ottimizzazione si utilizza lo strumento *Response optimization* di MATLAB con cui si definiscono le variabili da ottimizzare per il raggiungimento di determinati obiettivi sulla risposta del sistema. Le variabili per i primi tre controllori sono stati ovviamente i guadagni, mentre per il controllo ottimo sono stati i pesi definiti nella sezione 4.5. Come si può notare confrontando le



(a) Obiettivo sul rollio della cassa



(b) Obiettivo sul moto laterale cassa-carello all'altezza del tampone

Figura 4.4: Obiettivi per ottimizzazione sul modello lineare

condizioni di queste simulazioni con quelle utilizzate per l'algoritmo genetico (sezione 5.4.4), si è deciso di richiedere al controllore prestazioni lievemente maggiori rispetto a quelle richieste sul più completo modello multi-body; questa scelta è stata dettata principalmente dalla volontà di ottenere controllori le cui performance restassero competitive anche sul modello non lineare, su cui ci si aspetta un naturale decadimento di prestazioni rispetto a quelle previste dal semplice modello a $3\ gdl$ fin qui impiegato.

È stata infine aggiunta alla simulazione una forza centrifuga applicata nel baricentro della cassa come forzamento esterno, in direzione y (definita in figura 3.1), causata dall'accelerazione centrifuga della cassa lungo la curva, calcolata a partire dai dati esposti.

Per ridurre i tempi di calcolo, che per gli ultimi due controllori sono stati non trascurabili, si è scelto di simulare soltanto l'ingresso in curva e un tratto di curva piena essendo questo sufficiente a verificare sia la prontezza dei controllori che il raggiungimento del valore di riferimento.

Gli obiettivi dell'ottimizzazione, uguali per tutti i controllori, sono mostrati nelle figure 4.4(a) e 4.4(b).

Impostati tutti i parametri per l'ottimizzatore, questo è stato utilizzato su tutti i controllori scelti. Si sottolinea che ciascuna ottimizzazione è stata calcolata con diversi punti iniziali al fine di selezionare le configurazioni effettivamente migliori.

4.7 Confronto preliminare controllori

Una volta definite alcune configurazioni ottimali, è stato possibile realizzare un primo confronto tra le diverse soluzioni. In questo caso si è invece utilizzata una simulazione completa composta da rettilineo iniziale, raccordo d'entrata, curva piena, raccordo d'uscita e rettilineo finale.

4.7.1 Indici di Performance

Dallo stesso modello impiegato per l'ottimizzazione sono stati estrapolati degli indici di prestazione utilizzati per il confronto:

- Integrale del modulo dell'errore rispetto al riferimento di rollio;
- Integrale del modulo dell'errore rispetto al riferimento laterale;
- Massimo spostamento laterale (ricordando che il tampone è posto a 60 mm);
- Integrale del modulo della portata entrante nella barra anti-rollio, che è direttamente un indice di consumo energetico poiché, moltiplicato per il salto di pressione dato dalla pompa, fornisce l'energia utilizzata;
- Integrale del modulo della portata entrante nell'attuatore laterale.

I risultati numerici sono quindi riportati in tab. 4.1.

Dal confronto si possono notare da un lato alcune peculiarità dei diversi controllori, e dall'altro alcune lacune dovute alla semplicità di questa prima ottimizzazione. Innanzitutto l'indice di consumo non è stato parte dell'ottimizzazione ma è comunque stato calcolato per completezza della valutazione. In questo senso si nota come la soluzione più parsimoniosa risulti il controllo

| | Errore ρ | Errore y (max) | Portata ρ | Portata y |
|-------|---------------|------------------|----------------|-------------|
| PID | 0.0133 | 0.0118 (3.5 mm) | 0.1606 | 0.6109 |
| PIDSH | 0.0186 | 0.0103 (2 mm) | 0.0921 | 0.5300 |
| MIMO | 0.0131 | 0.0118 (4 mm) | 0.1744 | 0.6139 |
| LQI | 0.0206 | 0.0143 (4 mm) | 0.0620 | 0.5328 |

Tabella 4.1: Confronto controllori ottimizzati sul modello lineare

ottimo. Infatti, nonostante i pesi sul comando siano stati mantenuti bassi, questi comunque non sono nulli e hanno avuto una certa influenza a causa del fatto che è stato posto un limite superiore ai valori dei pesi sull'inseguimento dell'errore, poiché ci si è resi conto che quantità troppo grandi davano vita a sistemi instabili. Questo, insieme alla mancanza del contributo in feed-forward, spiega anche le prestazioni più basse dell' LQI, poiché, anche se involontariamente, la soluzione ottenuta non prescinde dalle problematiche relative al consumo energetico.

Il controllo meno promettente pare essere il MIMO che, a fronte di prestazioni simili al più semplice PID, richiede un consumo energetico lievemente maggiore oltre alla maggiore complessità. Questo d'altra parte non giustifica un'esclusione del controllore poiché in ogni caso svolge correttamente il suo compito e ci si può aspettare che un algoritmo di ottimizzazione più completo come quello genetico utilizzato in sezione 5.4 possa farne emergere meglio i pregi.

Il controllo con contributo Sky-Hook infine è quello che risulta più promettente. Rispetto al PID infatti, a fronte di una riduzione dei consumi, consente un grande miglioramento in termini di moto laterale, mentre l'errore sul rollio, benché maggiore del PID, resta in un range accettabile (intermedio tra PID e LQI).

4.7.2 Risposta del sistema

Si riportano a questo punto i risultati delle simulazioni in termini di rollio e moto laterale, per avere un confronto visivo tra i diversi controllori. Su entrambi i grafici è stata inserita anche la risposta del sistema passivo. Dalla visione delle figure 4.5(a) e 4.5(b) si nota come tutte le tipologie di controllori riescano a inseguire i riferimenti, ovviamente però ciascuno con le relative peculiarità.

- Il PID presenta un livello intermedio in termini di prontezza e un comportamento oscillatorio relativamente prolungato una volta raggiunta la posizione media di regime;

- Il PID con Sky Hook è meno pronto rispetto al precedente, ma d'altra parte non presenta lo stesso livello di oscillazione del PID, in particolare sul rollio in cui non emerge pressoché alcuna sovraelongazione. Sul moto laterale emerge un minimo errore a regime, ma resta comunque il controllore con lo spostamento laterale più basso;
- Il MIMO ha un comportamento molto simile al più semplice PID, riuscendo a superarne le performance solo in termini di prontezza (risulta infatti essere il controllore più pronto dei 4) ma mantenendo un comportamento oscillatorio molto simile, e raggiungendo un picco massimo di moto laterale leggermente più alto (vedi tabella 4.1);
- Infine il controllore LQI fa innanzitutto emergere l'assenza di feed-forward, risultando infatti essere il meno pronto. Per lo stesso motivo sul moto laterale si nota come nei raccordi ci sia un errore a regime non trascurabile. D'altra parte presenta un comportamento oscillatorio addirittura migliore dello Sky Hook (principalmente sul moto laterale) e non va dimenticato il fatto che questo è associato a un'attuazione ridotta rispetto agli altri (vedi tabella 4.1).

4.7.3 Luogo delle radici

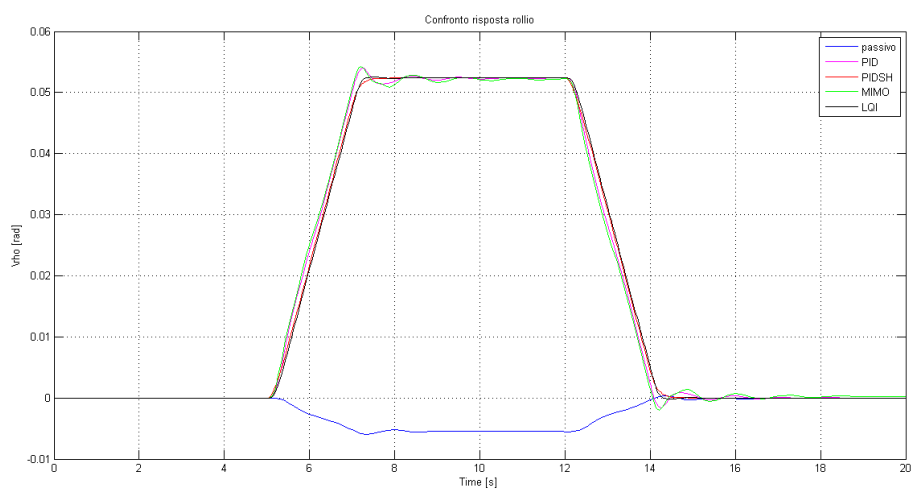
Infine, come ultimo parametro di valutazione dei controllori, è stato preso in esame il luogo delle radici. Per chiarezza non si sono riportati tutti i controllori sullo stesso diagramma che sarebbe risultato poco leggibile, ma si presenta invece un confronto di ciascun controllore con il sistema passivo:

- In figura 4.6 si nota come il controllo PID tenda a ridurre lo smorzamento su ciascuno dei due modi di vibrare interessati, con un lieve aumento delle frequenze proprie. Questa situazione oltre ad essere dovuta ai guadagni integrali (che come previsto risultano molto piccoli) è anche legata all'effetto di integrazione dell'attuatore descritto in sezione 4.2;
- L'effetto del PID con Sky hook è invece presentato in figura 4.7. In questo caso si nota, come atteso, un aumento del modulo della parte reale dei poli interessati, causando però un contemporaneo aumento della frequenze proprie associate. Si nota come sia soprattutto uno dei due modi ad essere interessato da questo effetto, ma ciò è legato principalmente ai valori numerici dei guadagni ottenuti dall'ottimizzazione, più che da una peculiarità intrinseca del controllore;

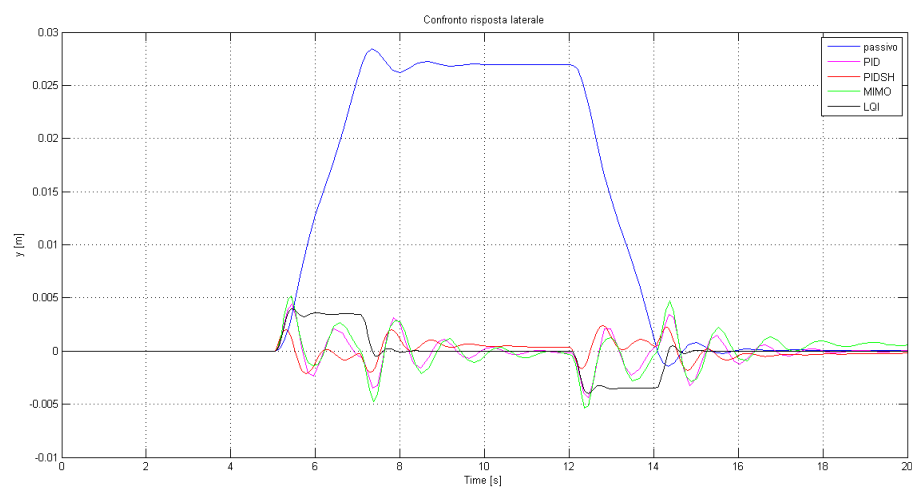
48 Le strategie di controllo, implementazione sul modello lineare

- Il controllore MIMO (figura 4.8) presenta un comportamento simile al PID semplice ma più accentuato, con poli dei due modi di vibrare spostati maggiormente verso l'asse immaginario, con un contemporaneo aumento delle pulsazioni proprie;
- Infine, come atteso, il controllo ottimo LQI modifica radicalmente il luogo delle radici, dando origine a due coppie di poli complessi coniugati aggiuntive e andando a spostare radicalmente uno dei due modi di vibrare verso smorzamenti e pulsazioni proprie maggiori. Figura 4.9.

Si nota infine, come previsto, che nessuno dei controllori va ad influenzare il moto verticale, non essendo gli attuatori in grado di interferire con esso.



(a) Moto di rollio



(b) Moto laterale

Figura 4.5: Risposte sul modello lineare dei diversi controllori

50 Le strategie di controllo, implementazione sul modello lineare

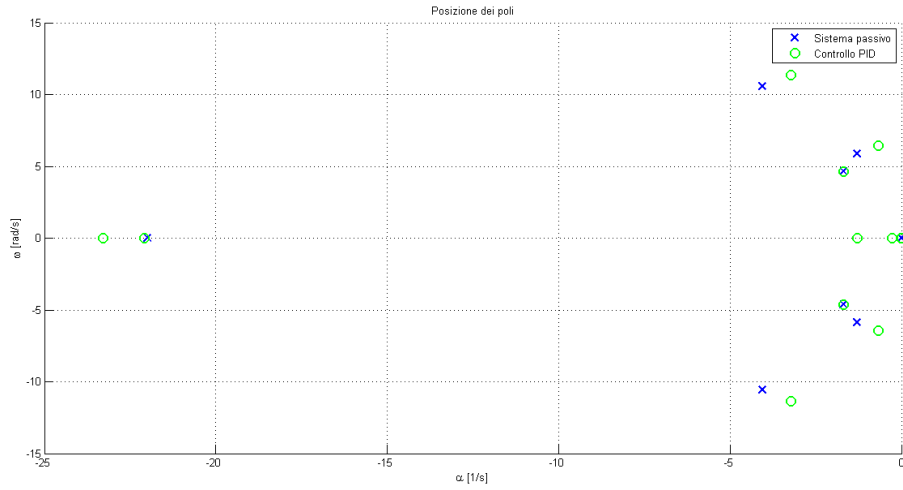


Figura 4.6: Confronto luogo delle radici sistema passivo vs. PID

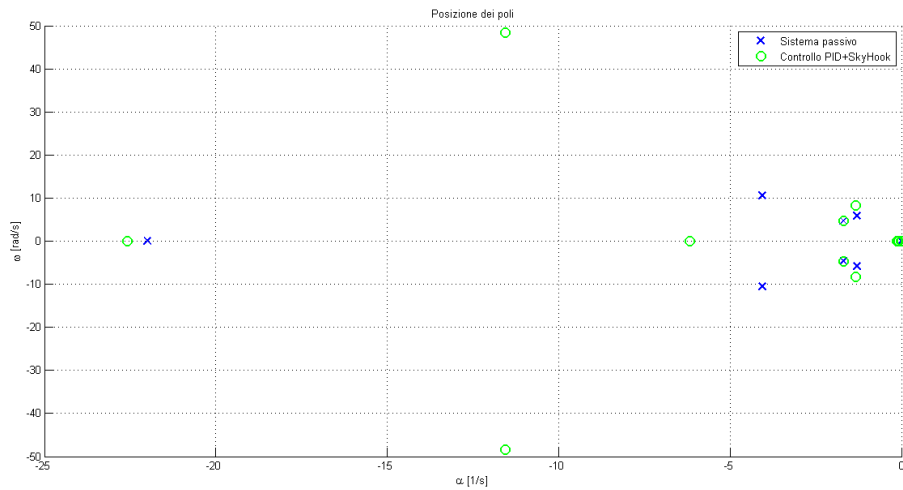


Figura 4.7: Confronto luogo delle radici sistema passivo vs. PID con Sky Hook

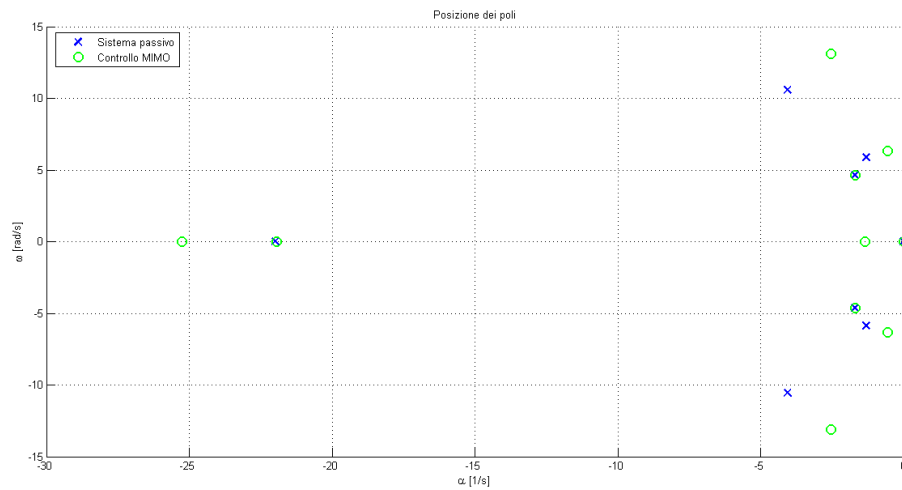


Figura 4.8: Confronto luogo delle radici sistema passivo vs. MIMO

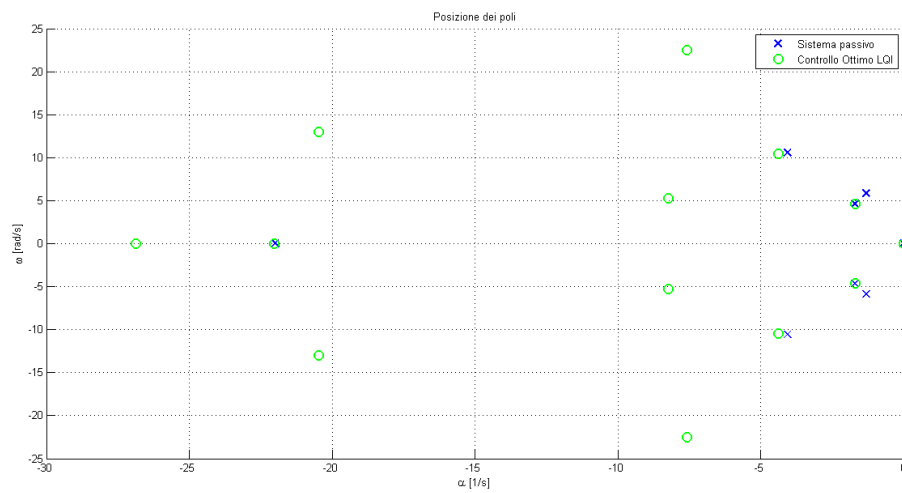


Figura 4.9: Confronto luogo delle radici sistema passivo vs. controllo ottimo LQI

Capitolo 5

Implementazione e studio sul modello Multi-body

In questo capitolo viene presentata la seconda parte del lavoro, quella che si è svolta con l'utilizzo di un modello più accurato di veicolo. Quanto realizzato nelle fasi precedenti viene infatti implementato su un modello Multi-body che consente di considerare molti degli effetti che sono stati fin qui trascurati. In questo modo si dispone innanzitutto di un banco di prova per le soluzioni trovate e, in secondo luogo, è possibile un ulteriore affinamento dei controllori tramite un'ottimizzazione basata sul presente modello che si può ritenere molto più vicino alla realtà.

5.1 Posizione sensori e stima degli stati

Durante lo sviluppo del modello non lineare, nell'ottica di affrontare con questo anche le problematiche precedentemente trascurate, non si può prescindere da uno studio sulle misure necessarie alla retroazione e sulla loro reperibilità. Nel modello lineare si è supposto di poter retroazionare posizione, velocità e accelerazione, di rollio e laterale, assolute della cassa. In un sistema reale, invece, mentre rimane possibile misurare le accelerazioni assolute della cassa (utili per lo Sky-Hook), le uniche misure di spostamento accessibili risultano quelle relative tra cassa e carrello.

Inoltre, nell'ambito controllistico, una delle problematiche maggiori in termini di misure sono le stime di velocità. Infatti, mentre non è difficile trovare in commercio sensori di spostamento o accelerazione che siano contemporaneamente accessibili economicamente e adatti a un sistema meccatronico in termini di prestazioni, lo stesso non si può dire dei sensori di velocità. Spesso si preferisce quindi ottenerne una stima a partire dalle misure di spostamento o accelerazione tramite derivazione o integrazione, oppure utilizzando queste

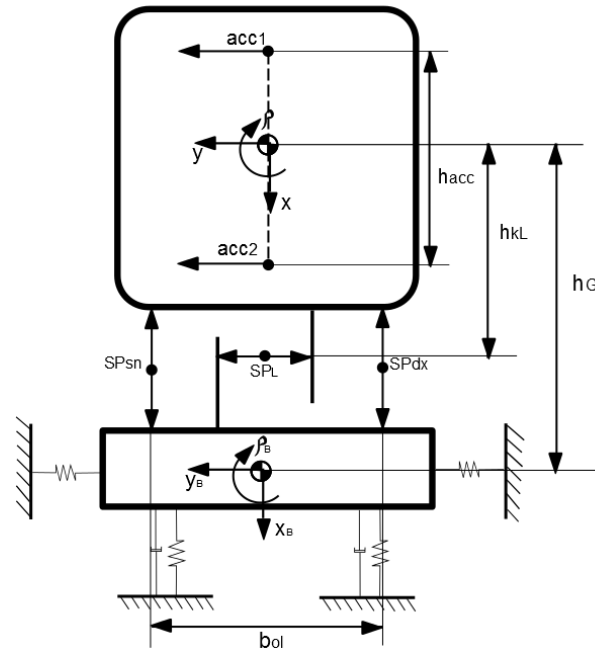


Figura 5.1: Posizione sensori di posizione e accelerometri

ultime in parallelo a sensori di velocità per migliorarne le prestazioni (vedi ad esempio [19] e [20]).

5.1.1 I sensori

Innanzitutto è necessario definire quali quantità verranno misurate direttamente tramite dei sensori. Si decide di utilizzare lo schema in figura 5.1, che risulta il più intuitivo, avendo un sensore di spostamento associato a ciascun attuatore e due accelerometri, indispensabili per misurare sia l'accelerazione di rollio che quella laterale della cassa. Da queste misure, tramite considerazioni geometriche è possibile ricavare le grandezze da retroazionare, quindi i moti associati ai gradi di libertà.

Per quanto riguarda le accelerazioni, queste si possono ricavare utilizzando i due accelerometri ad asse orizzontale posti a una distanza verticale h_{acc} tramite le equazioni in (5.1):

$$\begin{cases} \ddot{\rho} = \frac{acc_2 - acc_1}{h_{acc}} \\ \ddot{y} = \frac{acc_2 + acc_1}{2} \end{cases} \quad (5.1)$$

Quelle così calcolate sono ovviamente misure assolute della cassa, essendo gli accelerometri strumenti assoluti, dando così una ricostruzione di $\ddot{\rho}$ e \ddot{y} corretta.

Per quanto riguarda invece le misure di spostamento, queste sono per loro natura relative (in questo caso tra cassa e carrello), e quindi consentiranno di ricavare i gradi di libertà relativi, detti ρ_{rel} e y_{rel} , tramite (5.2).

$$\begin{cases} \rho_{rel} = \frac{SP_{sn} - SP_{dx}}{b_{ol}} \\ y_{rel} = SP_L + h_{kL}\rho_{rel} + h_G\rho_B \end{cases} \quad (5.2)$$

Come si può notare, mentre la misura del rollio è immediata, per quanto riguarda la distanza laterale questa è ovviamente influenzata anche dalla rotazione dei due corpi. Se ρ_{rel} è conosciuto dalle misure stesse e h_{kL} può essere ritenuto costante, lo stesso non si può dire del termine $h_G\rho_B$. Per quanto riguarda la distanza tra i baricentri questa può comunque essere ricavata dalle misure verticali sulla sospensione secondaria, mentre per il rollio del carrello è possibile considerarlo come una grandezza nota se si accetta che venga approssimato con l'angolo dato dalla sopraelevazione del binario, che è noto con il tracciato. Quest'approssimazione si basa ancora una volta sull'ipotesi di carrello rigido, almeno nella banda di frequenze considerata. D'altra parte questo è indispensabile, poiché accelerazioni e spostamenti devono essere riferiti agli stessi punti (in questo caso il baricentro) sia per le logiche di controllo che per consentire la ricostruzione delle velocità.

Per verificare quantitativamente questa differenza, in termini di frequenze tra misure assolute e relative, sono state utilizzate delle misure estrapolate da simulazioni del sistema passivo. Come si nota in figura 5.2 in riferimento al rollio, la velocità ottenuta dall'integrazione dell'accelerazione non comprende tutta una serie di frequenze superiori ai 3 Hz che, essendo legate alla dinamica del carrello, sono invece presenti nella derivata della posizione relativa.

5.1.2 Stimatori di velocità

Note le misure di accelerazione e posizione dei moti laterale e di rollio, si può quindi affrontare la questione della stima delle velocità. La ricostruzione di una grandezza a partire da integrazione o derivazione di due misure differenti, introduce una serie di questioni che è bene sottolineare prima di presentare le soluzioni proposte:

- **Prestazioni dei sensori:** il problema che in genere bisogna affrontare è relativo alle prestazioni, in frequenza, dei sensori utilizzati. In particolare gli spostamenti si riducono al crescere delle frequenze risultando

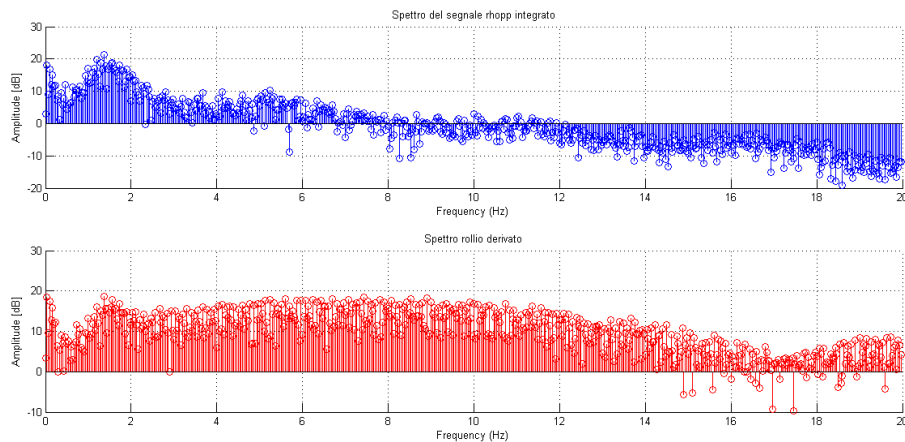


Figura 5.2: Confronto in frequenza dei segnali di posizione e accelerazione

più difficilmente misurabili, mentre gli accelerometri, che hanno ottime performance alle alte frequenze, non hanno prestazioni statiche (ci si riferisce sempre ai sensori più comuni);

- **Rumore:** un'altra problematica che in generale dev'essere considerata, ancor di più quando si utilizzano integrazioni o derivazioni che rispettivamente amplificano le componenti a bassa o alta frequenza;
- **Frequenze misurate dai diversi sensori:** è invece una questione specifica al sistema considerato, per quanto espresso in sezione 5.1.1 riguardo alle misure assolute e relative (Fig. 5.2);
- **Componenti statiche di accelerazione:** altro problema specifico è la presenza di un'accelerazione centrifuga costante in curva che non deve essere retroazionata. L'impiego di accelerometri senza prestazioni statiche (ad esempio dei piezo-accelerometri) risolverebbe il problema alla radice ma anche in questo caso è auspicabile un effetto filtrante alle frequenze non misurate, per evitare che eventuali rumori o offset vengano amplificati dall'integrazione.

Per risolvere la questione della stima di velocità, sono state studiate diverse soluzioni, che sono state poi confrontate e valutate al fine di utilizzare la più adeguata al problema specifico.

Osservatore semplice Il primo metodo considerato è concettualmente simile a un osservatore di stato, poiché la velocità viene stimata come l'integrale dell'accelerazione corretto con l'errore tra la posizione misurata e quella

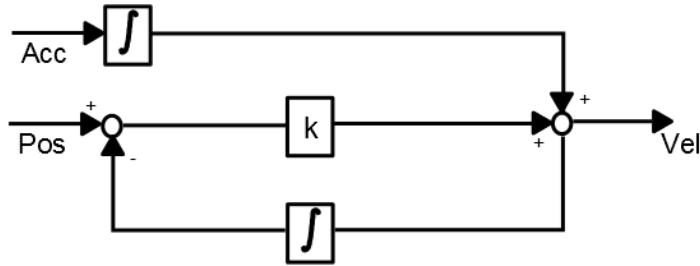


Figura 5.3: Schema concettuale del primo stimatore di velocità

stimata (lo schema logico è presentato in figura 5.3). Dato che molte delle problematiche in gioco riguardano le frequenze considerate, pare utile valutare come questo metodo si comporti in frequenza. A questo scopo, a partire dallo schema a blocchi, si può ricavare l'equazione (5.3) che rappresenta la dinamica dell'osservatore nel dominio di Laplace, dove l'apice * indica una grandezza stimata, mentre il pedice mis rappresenta le misure.

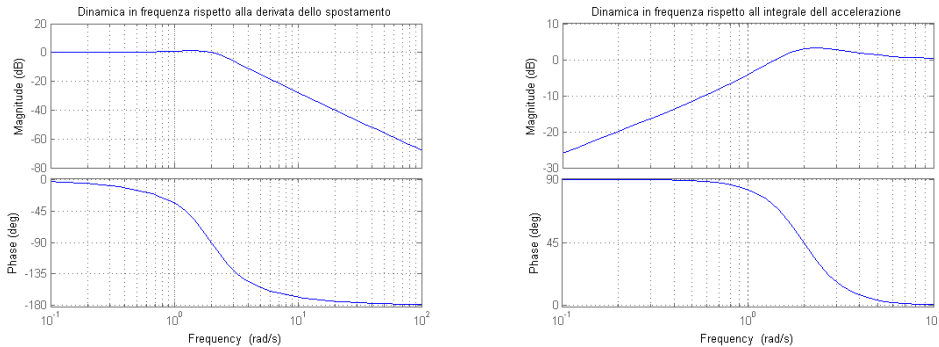
$$\dot{x}^* = \frac{k}{k+s} s x_{mis} + \frac{s}{k+s} \frac{1}{s} \ddot{x}_{mis} \quad (5.3)$$

Si nota come l'effetto risultante sia assimilabile a due filtri: un passa-basso applicato alla derivata dello spostamento e un passa-alto sull'integrale dell'accelerazione. Il fatto però che i due filtri siano solo del prim'ordine, fa sì che l'integrazione renda la dinamica rispetto al segnale dell'accelerometro simile a un passa-basso, preservando eventuali offset e errori a basse frequenze; allo stesso modo, a causa della derivazione, eventuali rumori ad alta frequenza sul segnale di spostamento si ripercuotono sulla stima della velocità.

Approccio *Observer-based* Alcuni metodi alternativi per la stima della velocità sono presentati in [19]. Uno di essi, detto *observer-based*, è concettualmente molto simile a quello presentato precedentemente, ma risulta più completo. Il sistema è rappresentato dall'equazione in forma di stato (5.4).

$$\begin{Bmatrix} \dot{x}^* \\ \dot{v}^* \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x^* \\ v^* \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} 0 \\ \frac{1}{k_a} a_{mis} \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} k_x \\ k_v \end{Bmatrix} (x_{mis} - x^*) \quad (5.4)$$

Si nota come in questo caso la misura di spostamento venga utilizzata per correggere, oltre alla stima basata sull'accelerazione, anche la stima della posizione stessa. Questo dà origine a un sistema che diventa del second'ordine. Infatti se si ricava ancora una volta la dinamica nel dominio di Laplace, si



(a) Dinamica rispetto alla derivata dello spostamento

(b) Dinamica rispetto all'integrale dell'accelerazione

Figura 5.4: Dinamica in frequenza dei filtri equivalenti realizzati dal metodo *observer-based*

ottiene il seguente comportamento:

$$\dot{x}^* = \frac{k_v}{s^2 + k_x s + k_v} s x_{mis} + \frac{s^2 + k_x s}{s^2 + k_x s + k_v} \frac{1}{s} \ddot{x}_{mis} \quad (5.5)$$

In figura 5.4 sono rappresentati i diagrammi di Bode rispettivamente del filtro equivalente sulla derivata dello spostamento e di quello sull'integrale dell'accelerazione. Poiché sullo spostamento derivato il filtro è un passa-basso del secondo ordine (figura 5.4(a)), anche a valle della derivazione si otterrà un sistema che abbatta l'eventuale rumore ad alta frequenza proveniente dai sensori di posizione. Rispetto all'accelerazione invece alle basse frequenze si ha un comportamento simile all'*osservatore semplice* (con pendenza di $+20 \frac{dB}{decade}$), e valgono quindi le stesse considerazioni.

Approccio 2-channels Infine, essendo le problematiche del caso specifico riferite principalmente al comportamento in frequenza, si è ritenuto utile considerare anche un metodo che fosse implementato e studiato direttamente su questo aspetto. In [19] si presenta un metodo detto *2-channels* in cui vengono utilizzati due filtri (uno sull'accelerazione e uno sullo spostamento) che, oltre a realizzare l'effetto filtrante, realizzano anche integrazione e derivazione. Inoltre è possibile definire i filtri in modo che i segnali in uscita risultino essere complementari, e che la stima della velocità risulti semplicemente la somma delle due grandezze filtrate.

Per la definizione dei filtri si può cominciare da quello sull'accelerazione, presentato in (5.6). Innanzitutto per quanto riguarda l'integrazione, questa invece di essere realizzata da $1/s$, verrà effettuata con un filtro passa-basso

del prim'ordine (detto $L(s)$), così da evitare l'amplificazione delle basse frequenze. A questo si applica poi un filtro passa-alto $H(s)$ affinché la misura di accelerazione venga utilizzata solo alle frequenze oltre una certa soglia.

$$L(s) = \frac{k_2}{s + k_2} \quad H(s) = \frac{s}{s + k_1} \quad \rightarrow \quad LH(s) = \frac{k_2 s}{s^2 + (k_1 + k_2)s + k_1 k_2} \quad (5.6)$$

La velocità stimata a partire dalla misura di accelerazione, detta v_1^* , viene quindi calcolata come:

$$v_1^*(s) = \frac{1}{k_2} L(s) H(s) \ddot{x}_{mis} \quad (5.7)$$

Per quanto riguarda la misura di spostamento, questa viene filtrata con il filtro $F(s)$ definito in (5.8), che è stato ricavato in modo da risultare complementare a quello sull'accelerazione definito precedentemente.

$$F(s) = \frac{(k_1 + k_2)s + k_1 k_2}{s^2 + (k_1 + k_2)s + k_1 k_2} \quad \rightarrow \quad v_2^*(s) = F(s) s x_{mis} \quad (5.8)$$

La velocità a questo punto può essere stimata semplicemente come la somma delle due componenti così ottenute:

$$v^* = v_1^* + v_2^* \quad (5.9)$$

Confronto e valutazione degli stimatori proposti I metodi fin qui proposti sono stati tutti implementati e testati in primis su dei segnali costruiti a tavolino per verificarne la correttezza e, successivamente, su segnali ricavati da simulazioni del veicolo originale. In ciascuno degli stimatori è stato necessario scegliere il valore di alcune costanti, in particolare i guadagni o i coefficienti dei filtri e questo è stato fatto in parte per tentativi e in parte basandosi sui risultati già ottenuti in [19]. La valutazione si è basata soprattutto su due principi:

- Comportamento in presenza di rumore. Ci si aspetta infatti che la stima di una grandezza a partire da due misure diverse riesca ad abbattere le componenti randomiche dei segnali, conservando quella deterministica;
- Adattamento alla situazione specifica in termini di misure assolute e relative.

In termini di rumore, il metodo che è risultato più efficace è l' *observer-based* che grazie alla doppia retroazione ottiene il massimo abbattimento delle componenti randomiche, ricostruendo al meglio la velocità anche in presenza di

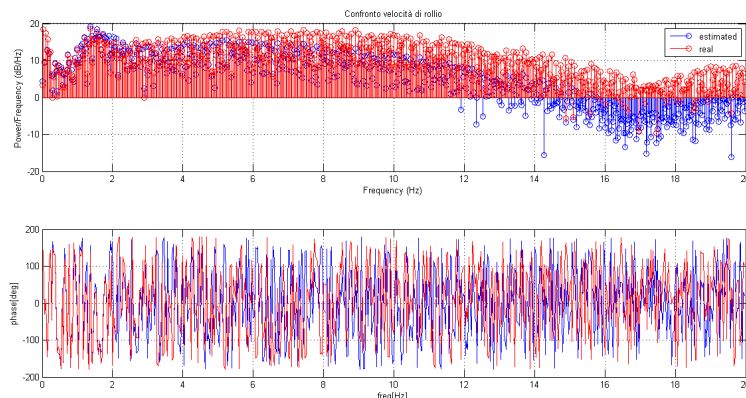


Figura 5.5: Confronto tra velocità di rollio reale e stimata con il metodo *2-channels*

forti disturbi.

Per quanto riguarda invece il comportamento in frequenza, l'approccio migliore è risultato essere il *2-channels*. In questo caso infatti, regolando i coefficienti dei filtri, è possibile agire direttamente sulle frequenze a cui prediligere le misure dell'accelerometro o quelle di spostamento. Inoltre, in questo caso, essendo l'integrazione realizzata tramite un filtro passa-basso, è possibile rimuovere anche eventuali componenti statiche o offset dell'accelerometro senza l'aggiunta di un ulteriore filtraggio.

Il metodo dell'osservatore semplice, infine, è risultato il più semplice dei tre rimanendo comunque efficace anche in presenza di rumore ma senza spiccare per una dote particolare.

Per quanto fin qui esposto si è scelto, tra i tre metodi, di implementare sul modello completo il secondo (approccio *2-channels*) perché pare il più vicino alle problematiche del caso specifico. Ovviamente, essendo il modello del tutto numerico, una scelta del genere in questa fase progettuale non si può certo considerare definitiva. Infatti in un'eventuale applicazione su veicolo reale la scelta andrebbe valutata anche in ragione di altre considerazioni, come in primis la tipologia e le prestazioni specifiche dei sensori montati.

A conclusione della sezione, in figura 5.5, si riportano i risultati ottenuti dalla stima della velocità di rollio con il metodo scelto. Il confronto è stato effettuato rispetto alla velocità relativa, in cui sono quindi presenti anche le componenti dovute alla dinamica del carrello. Si può notare come, al crescere della frequenza, la stima si discosti dalla realtà. Questo effetto è però presente in tutti i metodi, essendo legato al fatto che alle frequenze maggiori si predilige la misura degli accelerometri che, essendo assoluta, manca delle componenti legate al moto del carrello. D'altra parte questo comportamen-

to non è un problema nel sistema in esame in cui in ogni caso si vogliono controllare solo le frequenze più basse (entro i $3 \div 4 Hz$).

5.2 Attuatori non linearizzati

Un altro aspetto fin qui trascurato sono state le non linearità legate all'attuatore laterale. Volendo utilizzare un modello Multi-body, si è ritenuto quindi necessario modellare più accuratamente il sistema, riscrivendone le equazioni senza le approssimazioni utilizzate in (3.2) e (3.12). Tramite un bilancio di portate su ciascuna delle due camere si ottengono le equazioni in (5.10), in cui come si può notare non compare l'ipotesi di pistone centrato, e y_{att} è la coordinata relativa tra camera e pistone, influenzata anche dal moto del carrello.

$$\begin{cases} \dot{P}_2 = \frac{C_i P_1 - (C_e + C_i) P_2 - A_{pL} \dot{y}_{att} + Q_2}{\frac{V_{0L}}{\beta} + \frac{A_{pL}}{\beta} y_{att}} \\ \dot{P}_1 = \frac{-(C_e + C_i) P_1 + C_i P_2 + A_{pL} \dot{y}_{att} - Q_2}{\frac{V_{0L}}{\beta} - \frac{A_{pL}}{\beta} y_{att}} \end{cases} \quad (5.10)$$

5.2.1 Servovalvola reale

Le portate Q_1 e Q_2 presenti in 5.10 sono legate alla servovalvola, che è stata anch'essa rimodellata al fine di considerarne gli effetti non lineari. In (3.11) è già stato presentato un modello non lineare di servovalvola, che risulta però legato a parametri geometrici e dati difficilmente reperibili anche su cataloghi dei costruttori. In genere si preferisce utilizzare un modello più immediato, basato sui concetti di portata nominale e portata massima (vedi [21], [22] e [23]). Il modello di servovalvola implementato risponde quindi all'equazione (5.11).

$$Q = Q_{nom} \sqrt{\frac{\Delta P_{or}}{\Delta P_{nom}}} \quad (5.11)$$

La portata dipende quindi dalla radice del rapporto tra il salto di pressione nominale e quello a cavallo dell'orifizio. Il modello richiama quello analiticamente più rigoroso presentato in (3.11) nel legame con $\sqrt{\Delta P_{or}}$, ma risulta più semplice e applicabile essendo le costanti di più facile reperibilità. La portata nominale invece viene definita con una dipendenza lineare dallo spostamento del cassetto della servovalvola:

$$Q_{nom} = Q_{max} x_{d\%} \quad (5.12)$$

Dove $x_{d\%}$ viene saturato a ± 1 , rendendo quindi la portata richiesta calcolata come una frazione della massima erogabile.

5.3 Il modello Multi-body

Il modello di veicolo utilizzato per le simulazioni è stato realizzato nel corso degli anni dal Politecnico di Milano (Dipartimento di Meccanica), al fine di realizzare un accurato strumento virtuale utile per la progettazione e la verifica di sistemi ferroviari. Lo schema implementato è un modello multi-body in grado di studiare il comportamento del convoglio in presenza di non linearità, disturbi esterni e regime non stazionario.

I corpi rappresentati nel modello sono i seguenti:

- **Cassa** modellata come corpo rigido caratterizzato da 5 gradi di libertà, essendo il moto longitudinale vincolato dalla velocità imposta dalla simulazione;
- **Carrelli** trattati anch'essi come corpi rigidi, ciascuno con 5 g.d.l.;
- **Sale** di cui viene considerato anche il primo modo di vibrare deformabile che porta quindi il conteggio dei gradi di libertà a 6 per ogni sala;
- **Altri corpi rigidi** tra cui motori e relative trasmissioni.

Le connessioni tra i diversi corpi rigidi sono invece realizzate tramite elementi elastici e smorzanti, lineari o meno, tra cui compaiono la sospensione secondaria (completa di attuatori idraulici), quella primaria, i bumpstop e tutti i collegamenti tra i corpi sopra elencati. È inoltre possibile modificare la composizione del veicolo e modellare così convogli di differente lunghezza. Nel presente lavoro si sono effettuate simulazioni con un veicolo a singola cassa, caratterizzato quindi da due carrelli, ciascuno con il relativo impianto idraulico in corrispondenza della sospensione secondaria.

Un altro aspetto fondamentale del modello, con cui è stato necessario interagire, ad esempio, per l'estrapolazione delle misure, riguarda la gestione dei gradi di libertà e dei sistemi di riferimento. Tutti i gradi di libertà, infatti, sono riferiti ad una terna viaggiante alla velocità di percorrenza impostata, che mantiene gli assi orientati secondo il binario; questo da vita alla necessità di considerare, oltre ai g.d.l., anche una serie di componenti di trascinamento nella ricostruzione delle grandezze da inviare al controllore.

Infine il contatto ruota-rotaia è modellato tramite uno schema multi-Hertziano, in cui le grandezze rilevanti come conicità, profilo e curvatura delle ruote, sagoma e curvature della rotaia e caratteristiche elastiche dei materiali, sono state tabulate a partire da dati sperimentali. Da questi, tramite il modello di Hertz, è calcolabile la distribuzione degli sforzi normali nell'area di contatto

e quindi le forze tangenziali che dipendono da essi e dagli pseudo-slittamenti.

Infine si vuole porre un accento sul metodo di integrazione utilizzato, che è stato necessario replicare sulle variabili aggiunte dall'attuatore idraulico. In particolare le equazioni del second'ordine che compongono l'equazione di moto del sistema vengono integrate con il modello di Newton-Cotes espresso in (5.13).

$$\begin{cases} [M] \ddot{\underline{x}} + [R] \dot{\underline{x}} + [K] \underline{x} = \underline{Q}(\underline{x}, \dot{\underline{x}}) \\ \underline{x}(t + \Delta t) = \underline{x}(t) + b_2 \dot{\underline{x}}(t) + b_0 \dot{\underline{x}}(t + \Delta t) \\ \dot{\underline{x}}(t + \Delta t) = \dot{\underline{x}}(t) + b_2 \ddot{\underline{x}}(t) + b_0 \ddot{\underline{x}}(t + \Delta t) \end{cases} \quad (5.13)$$

Dovendo quindi, per l'aggiunta dell'attuatore laterale, implementare l'integrazione delle equazioni in (5.10), si è utilizzato il medesimo approccio, considerando la pressione *i-esima* stimata da (5.14).

$$P_i(t + \Delta t) = P_i(t) + b_2 \dot{P}_i(t) + b_0 \dot{P}_i(t + \Delta t) \quad (5.14)$$

La preparazione del modello si è poi conclusa tramite l'implementazione dei controllori esposti nel capitolo 4 che, fornendo il valore dei comandi inviati alle servo-valvole, completano il sistema mecatronico.

5.4 Ottimizzazione con algoritmo genetico

5.4.1 Gli algoritmi genetici

Come detto, quindi, la fase finale del lavoro è stata occupata da un'ottimizzazione con algoritmo genetico dei controllori implementati sul modello multi-body. Questo tipo di approccio si è già dimostrato efficace nell'ottimizzazione di sistemi mecatronici e di controllo. In questi ambiti, infatti, la molteplicità di performance da soddisfare e la difficile prevedibilità dello spazio di ricerca per le variabili, mettono in difficoltà i classici metodi di ottimizzazione come esposto in [24]. Tramite gli algoritmi genetici, invece, è possibile affrontare sistemi complessi, caratterizzati da variabilità, discontinuità e non stazionarietà, imponendo al contempo diversi obiettivi in termini di prestazioni.

Un algoritmo genetico, per definizione, è una strategia di ottimizzazione che prende ispirazione dalla teoria evolutiva. Lo schema logico utilizzato può essere riassunto tramite i cinque operatori elencati di seguito:

- **Initialization:** viene generata una popolazione iniziale casuale di possibili soluzioni, dette individui;

- **Evaluation:** si valutano le performance di ciascun individuo (in termini di funzioni obiettivo);
- **Selection:** sono quindi selezionati gli individui migliori;
- **Variation:** a partire dagli individui selezionati vengono definite nuove soluzioni che condividono con essi una o più caratteristiche;
- **Replacement:** infine gli individui più deboli vengono rimpiazzati dalle nuove possibili soluzioni, creando così la generazione successiva.

Ovviamente ciascuno dei passaggi elencati può essere realizzato tramite diversi approcci, dando così vita a un'ampia gamma di algoritmi genetici, presentati ad esempio in [25].

D'altra parte questi metodi soffrono anche di alcuni difetti che sono tutt'oggi oggetto di studio e ricerca, tra cui una certa inefficienza computazionale che, nel caso di problemi complessi, ne limita l'applicabilità a causa dei tempi di calcolo richiesti. In questo senso l'algoritmo utilizzato è stato il cosiddetto NSGA-II che, come esposto in [26], consente un'importante riduzione della complessità computazionale e una maggiore capacità di preservare gli individui migliori (*elitism*) rispetto a metodi più classici presentati in [25].

5.4.2 Funzioni obiettivo

Nell'implementazione di un algoritmo genetico, bisogna innanzitutto definire gli indici di performance che si vogliono minimizzare con l'ottimizzazione. Nel caso in esame si sono considerate parallelamente delle valutazioni di comfort, di precisione dei controllori e di consumo energetico:

- Indice P_{CT} definito dal CEN in [27]:

$$P_{CT} = 100 \cdot \{ \max [(A \cdot |\ddot{y}_{1s}|_{max} + B \cdot |\dot{y}_{1s}|_{max} - C), 0] + (D \cdot |\rho_{1s}|_{max})^E \} \quad (5.15)$$

Dove i pedici $1s$ indicano valori mediati su intervalli di un secondo e le costanti A, B, C, D, E sono tabulate. Il P_{CT} , in (5.15), è un indice fondamentale nella valutazione di sistemi di *tilting*, che stima la possibilità che i passeggeri percepiscano nausea a causa del moto di pendolamento;

- $RMS(\ddot{y})$: permette di valutare il comfort laterale del veicolo in termini di vibrazioni percepite in cassa;
- $RMS(x_{dR})$: fornisce una valutazione dell'entità del comando inviato alla servovalvola della barra anti-rollio attiva, e si può ritenere quindi un indice di consumo energetico;

- Massimo errore sul rollio: mette in evidenza le performance del controllore in termini di inseguimento del riferimento di rollio;
- $RMS(x_{dL})$: esattamente come $RMS(x_{dR})$ è un indice di consumo;
- Massimo errore laterale: indica la capacità del controllore di mantenere la cassa centrata.

Una volta inserite queste funzioni nell'operatore di *evaluation*, l'algoritmo sarà in grado di valutare le performance di ciascun individuo e di effettuare quindi la selezione. Avendo a che fare con sei funzioni obiettivo, il fronte di Pareto risultante sarà uno spazio in sei dimensioni all'interno del quale scegliere le possibili soluzioni.

5.4.3 Scelta dei parametri delle ottimizzazioni

Definiti gli obiettivi, è necessario impostare una serie di parametri delle ottimizzazioni, in primis il numero massimo di generazioni e la dimensione delle popolazioni. A partire da lavori pregressi di ottimizzazioni con algoritmi genetici (vedi ad esempio [10], [16], [28] e [29]) si sono potute effettuare delle valutazioni sulla scelta dei suddetti parametri.

Poiché l'algoritmo NSGA-II utilizzato consente l'accesso ai risultati di ciascuna generazione anche durante la sua esecuzione, il numero massimo di generazioni non è stata una variabile decisionale fondamentale. Infatti potendo monitorare costantemente l'evoluzione delle popolazioni è stato sufficiente interrompere ciascuna ottimizzazione al raggiungimento del fronte di Pareto, quando il miglioramento da una generazione alla successiva diviene trascurabile.

Il dimensionamento delle popolazioni è stato invece un parametro più critico. Come valore di primo tentativo si è optato per popolazioni di 250 individui, che però non davano origine all'evoluzione attesa, bloccando le ottimizzazioni su soluzioni sub-ottime, specialmente per i controllori con il maggior numero di variabili (MIMO e LQI). Si è quindi scelto di aumentare l'ampiezza delle popolazioni fino a 500 individui, ottenendo in questo modo l'effetto atteso su tutti i controllori escluso il MIMO (per cui viene fatto un discorso a parte in sezione 6.1.4).

Infine è stato necessario definire lo spazio di ricerca per ciascuna delle variabili da ottimizzare. Questo è stato fatto sulla base dei risultati ottenuti tramite l'ottimizzazione sul modello lineare (sezione 4.6) che, oltre ad essere utile per la valutazione preliminare dei controllori, ha anche fornito un'importante indicazione sull'ordine di grandezza dei guadagni (o dei pesi per il controllo LQI).

5.4.4 Condizioni delle simulazioni

Nella fase di *evaluation*, per ciascun individuo della popolazione, viene simulata la percorrenza di una curva tramite il modello Multi-body descritto precedentemente. È ovviamente necessario impostare le condizioni della simulazione poiché queste in qualche modo influenzeranno il risultato delle ottimizzazioni. Si decide di simulare la percorrenza di una curva di linea ad alta velocità, poiché pare logico che i controllori siano ottimizzati in questa condizione, in cui sono richieste le massime performance al veicolo. Per le ragioni già esposte in 4.6, la geometria della curva in esame è la medesima impiegata per il modello lineare, essendo rappresentativa della maggioranza dei tracciati nazionali:

- Raggio di curva: 5500 m;
- Sopraelevazione: 105 mm;
- Lunghezza rettilineo iniziale: 300 m;
- Lunghezza raccordi iniziale e finale: 330 m;
- Velocità di percorrenza: 338 km/h;
- Angolo di rollio di riferimento in curva piena: 0.035 rad ($\approx 2^\circ$).

Una volta definite le condizioni delle simulazioni, è possibile quindi avviare l'algoritmo di ottimizzazione su ciascun controllore considerato. In tutto sono state realizzate quattro ottimizzazioni in parallelo (PID, PID con Sky-hook, MIMO e LQI), di cui vengono presentati i risultati nel capitolo seguente.

Capitolo 6

Controllori ottimizzati e valutazioni finali

6.1 Risultati delle ottimizzazioni

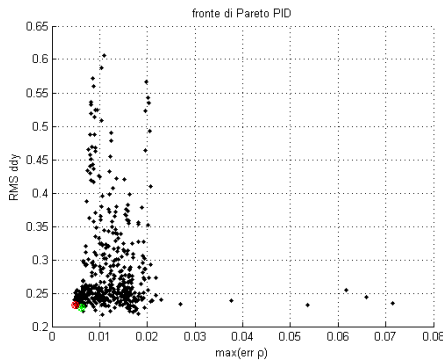
Le ottimizzazioni con algoritmo genetico, per loro stessa natura, permettono di raggiungere una popolazione ottima. Il termine *ottimo* applicato ad un insieme di individui, va inteso in senso Pareto, cioè come il raggiungimento di una configurazione tale per cui l'ulteriore miglioramento di performance in uno degli obiettivi implica il peggioramento in almeno uno dei rimanenti. Raggiunto quindi il cosiddetto fronte di Pareto, è indispensabile selezionare, tra gli individui ottenuti, quelli che più si allineano alle esigenze specifiche del problema. In questo senso sono stati definiti una serie di criteri (presentati in tab. 6.1) che permettessero di evidenziare gli individui conformi.

| P_{CT} | $RMS(\ddot{y})$ | $RMS(x_{dR})$ | $max(\varepsilon_R)$ | $RMS(x_{dL})$ | $max(\varepsilon_L)$ |
|----------|-----------------|---------------|----------------------|---------------|----------------------|
| < 5% | — | < 1 | < 0.01 rad | < 1 | < 60 mm |

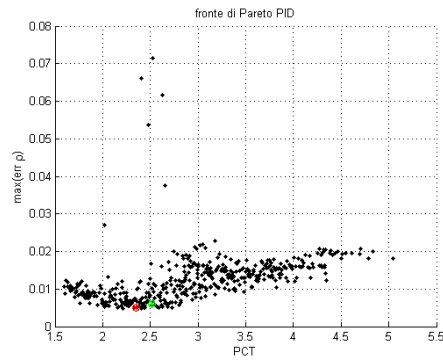
Tabella 6.1: Criteri per la ricerca di individui nella popolazione ottimizzata

In particolare sono stati imposti dei limiti sul massimo errore consentito ai controllori, sul P_{CT} e sull' *rms* dei comandi inviati alle servovalvole. Questi ultimi sono stati limitati a 1 poiché, anche se il segnale in uscita dal controllore può superare questa soglia, essa rappresenta la condizione di massima apertura delle valvole (come espresso in sezione 5.2.1) e non si vuole selezionare sistemi in cui le servovalvole lavorino troppo spesso in condizioni di saturazione.

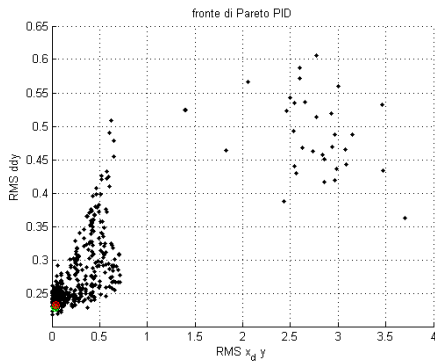
Tra le soluzioni individuate da questi vincoli, che rappresentano le prestazioni minime richieste, sono stati poi scelti i controllori che più spiccavano nella



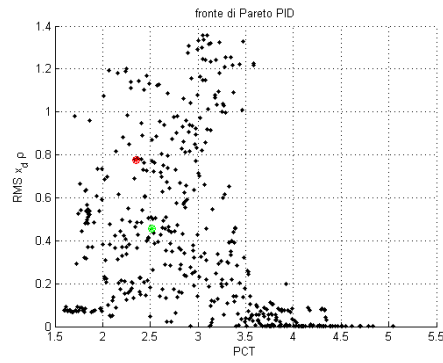
(a) Massimo errore di rollio vs. RMS dell'accelerazione laterale



(b) Massimo errore di rollio vs. P_{CT}



(c) RMS del comando laterale vs. RMS dell'accelerazione laterale



(d) RMS del comando di rollio vs. P_{CT}

Figura 6.1: Estratti del fronte di Pareto ottenuto dall'ottimizzazione sul controllo PID

rispettiva tipologia, come mostrato nei paragrafi seguenti.

6.1.1 Controllo PID

Il controllore PID è risultato essere il più semplice dal punto di vista dell'ottimizzazione, essendo quello caratterizzato dal minor numero di variabili, ciascuna con uno spazio di ricerca abbastanza prevedibile, almeno in termini di ordine di grandezza. È stato possibile, infatti, arrestare l'ottimizzazione dopo 110 generazioni, come si evince dall'assenza di un evidente miglioramento generale del fronte a partire circa dalla novantesima.

In fig. 6.1 sono presentati alcuni grafici rappresentativi del fronte di Pareto realizzato. Per ovvie ragioni di brevità non si riportano tutti e 15 i diagram-

mi ottenuti dalle possibili combinazioni dei sei obiettivi, ma soltanto quelli che appaiono più rilevanti. All'interno dei grafici sono evidenziate, rispettivamente in verde e rosso, le performance delle soluzioni prescelte indicate con H (*High attenuation*) e L (*Low attenuation*) in tab. 6.2.

| | P_{CT} | $RMS(\ddot{y})$ | $RMS(x_{dR})$ | $max(\varepsilon_R)$ | $RMS(x_{dL})$ | $max(\varepsilon_L)$ |
|----------|----------|-----------------------|---------------|----------------------|---------------|----------------------|
| H | 2.35% | $0.232 \frac{m}{s^2}$ | 0.77 | 4.9 <i>mrad</i> | 0.043 | 25.7 <i>mm</i> |
| L | 2.51% | $0.228 \frac{m}{s^2}$ | 0.45 | 6.1 <i>mrad</i> | 0.036 | 19.7 <i>mm</i> |

Tabella 6.2: Prestazioni dei controllori PID scelti

Si può notare in fig. 6.1(a) come, cercando di minimizzare al contempo l'errore sul rollio e le vibrazioni laterali, si siano scelte due soluzioni in perfetto *trade-off* tra le due performance. Fig. 6.1(b) dimostra invece come si sia cercato di prediligere l'inseguimento di rollio piuttosto che il P_{CT} poiché, quest'ultimo, si trova ad un livello particolarmente basso per tutti gli individui ottenuti (sempre inferiore al 5%), e non è stato dunque una discriminante fondamentale nella scelta delle soluzioni in tab. 6.2. Effetto ribadito anche in fig. 6.1(d) in cui si nota come tutte le soluzioni caratterizzate da attuazioni oltre una certa soglia garantiscano P_{CT} ridotti.

Per quanto riguarda il commento degli indici di performance ottenuti si rimanda alla sezione 6.2, in cui i controllori qui ottimizzati sono stati valutati, confrontati tra loro e con i lavori precedenti.

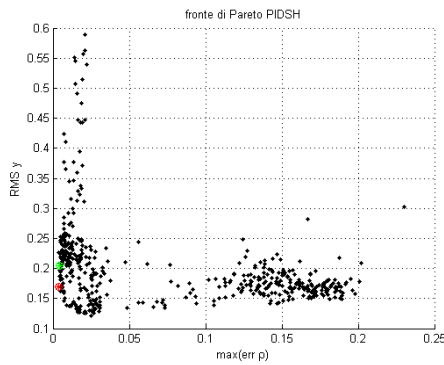
6.1.2 Controllo PID con Sky-Hook

Nel caso di un controllore PID con contributo in Sky-Hook, come esposto in sezione 4.3, i guadagni da definire diventano 8. Rispetto al PID, quindi, l'aumento delle variabili ha richiesto un numero maggiore di generazioni, in questo caso pari a 160, necessarie a raggiungere il suddetto fronte di Pareto. Anche in questo caso si sono scelte due possibili soluzioni all'interno della popolazione finale: una più performante ma più esigente in termini di consumo energetico, e una meno prestazionale ma caratterizzata da attuazioni più basse.

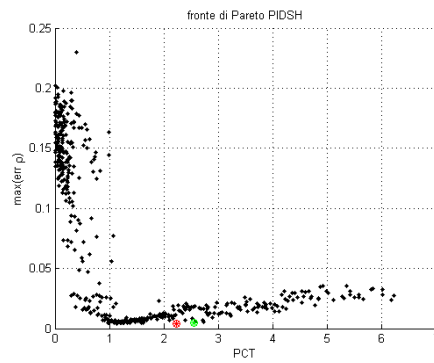
| | P_{CT} | $RMS(\ddot{y})$ | $RMS(x_{dR})$ | $max(\varepsilon_R)$ | $RMS(x_{dL})$ | $max(\varepsilon_L)$ |
|----------|----------|-----------------------|---------------|----------------------|---------------|----------------------|
| H | 2.23% | $0.168 \frac{m}{s^2}$ | 0.44 | 3.8 <i>mrad</i> | 0.88 | 13.7 <i>mm</i> |
| L | 2.55% | $0.205 \frac{m}{s^2}$ | 0.37 | 4.5 <i>mrad</i> | 0.69 | 20.4 <i>mm</i> |

Tabella 6.3: Prestazioni dei controllori PID con Sky-hook scelti

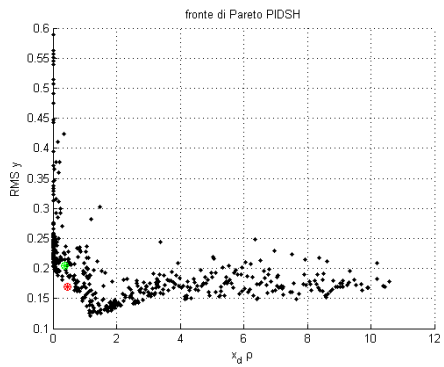
Da tab. 6.3 si nota che, come atteso, uno degli effetti più rilevanti del con-



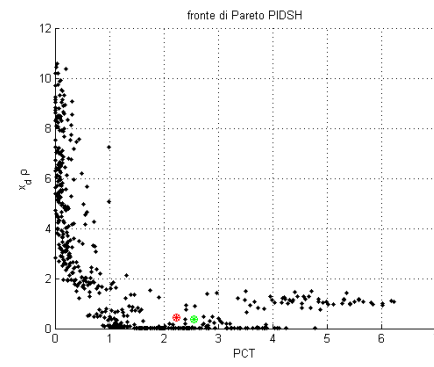
(a) Massimo errore di rollio vs. RMS



(b) Massimo errore di rollio vs. indice P_{CT}



(c) RMS del comando di rollio vs. RMS

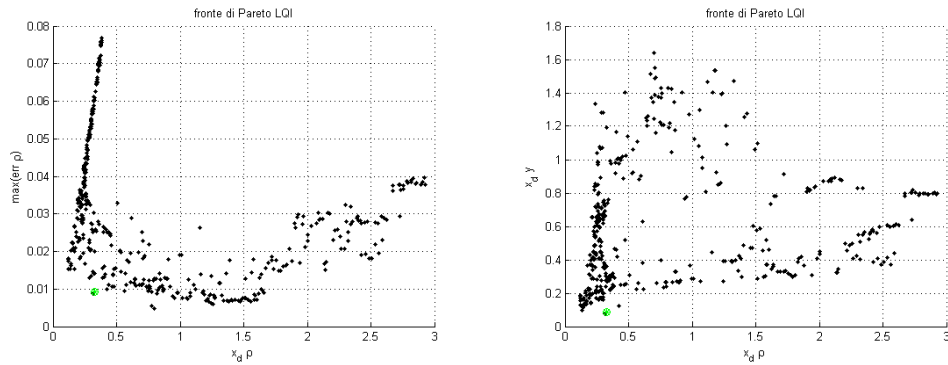


(d) RMS del comando di rollio vs. indice P_{CT}

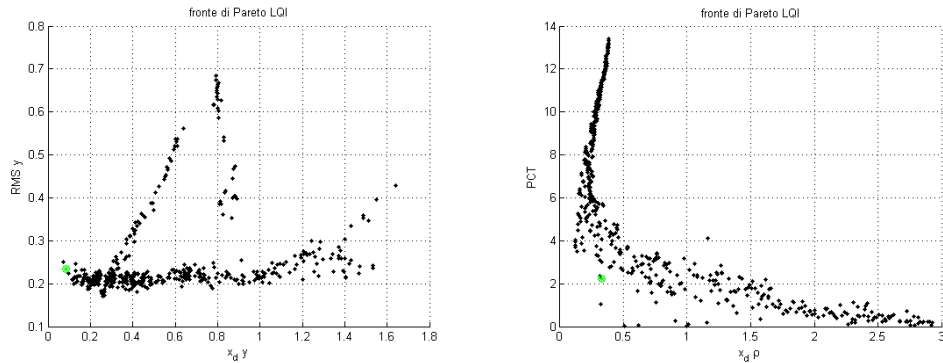
Figura 6.2: Estratti del fronte di Pareto ottenuto dall'ottimizzazione sul controllo PID con Sky-hook

tributo in Sky-hook è un abbattimento delle vibrazioni laterali che, specialmente per il più prestazionale, consente un grande incremento del comfort. Inoltre si ottengono ottime prestazioni anche in termine di inseguimento del riferimento di rollio e di centraggio della cassa, mentre le attuazioni risultano elevate.

In figura 6.2 sono riportati, invece, gli estratti più rilevanti del fronte di Pareto e, ancora una volta, in fig. 6.2(b) e 6.2(d) si nota come la maggior parte degli individui generi un P_{CT} ridotto e si possa quindi prediligere le altre performance, come l'inseguimento del rollio o la riduzione dell'attuazione. Dai grafici emerge inoltre la differente posizione delle due scelte in tabella rispetto al rapporto *prestazioni/consumi*.



(a) Massimo errore di rollio vs. RMS del relativo comando (b) RMS del comando laterale vs. RMS del comando di rollio



(c) RMS dell'accelerazione laterale vs. RMS del comando laterale (d) Coefficiente di comfort P_{CT} vs. RMS del comando di rollio

Figura 6.3: Estratti del fronte di Pareto ottenuto dall'ottimizzazione sul controllo LQI

6.1.3 Controllo ottimo LQI

Il controllore ottimo LQI, a causa del numero di variabili in gioco e, soprattutto, dell'ampiezza dello spazio di ricerca che contempla diversi ordini di grandezza, ha richiesto il raggiungimento di 200 generazioni per individuare il fronte ottimo. Il risultato ottenuto è mostrato in fig. 6.3.

In questo caso, come si può notare, si è optato per un'unica soluzione (le cui performance sono elencate in tab. 6.4) caratterizzata da attuazioni ridotte. Ci si è infatti resi conto che, volendo scegliere configurazioni più prestazionali, si sarebbero dovuti accettare consumi energetici sproporzionati poiché gli individui in questione sarebbero posti lontani dal fronte ottimo e non rappresentano quindi un buon *trade-off* tra i diversi obiettivi. Si è quindi preferito rispettare la peculiarità del controllore LQI emersa con l'ottimizzazione, che risulta essere il ridotto consumo energetico.

La soluzione scelta, infatti, si dimostra posizionata in maniera molto efficiente all'interno del fronte di Pareto (vedi fig. 6.3) e, per il controllore considerato, realizza il miglior compromesso tra le varie funzioni obiettivo.

| P_{CT} | $RMS(\ddot{y})$ | $RMS(x_{dR})$ | $max(\varepsilon_R)$ | $RMS(x_{dL})$ | $max(\varepsilon_L)$ |
|----------|-----------------------|---------------|----------------------|---------------|----------------------|
| 2.24% | 0.234 $\frac{m}{s^2}$ | 0.33 | 9.2 <i>mrاد</i> | 0.086 | 25.3 <i>mm</i> |

Tabella 6.4: Prestazioni del controllore LQI scelto

6.1.4 Controllo Multi-input Multi-output

Per quanto riguarda invece la logica di controllo MIMO, che è stata introdotta sul modello lineare in sezione 4.4, si è lungamente cercata una configurazione dell'algoritmo genetico che risultasse efficace ma, a causa dei limiti imposti su tempi e costi computazionali, non si sono ottenuti i risultati attesi.

L'algoritmo di ottimizzazione infatti, benché questo controllore contenga come sotto-insieme il più semplice PID, non ha dato vita a soluzioni che superassero quest'ultimo in termini di performance. In particolare l'eccessivo aumento delle variabili in gioco (da 6 a 12) causa un ampliamento dello spazio di ricerca che non può essere compensato da un incremento ragionevole della popolazione o del numero di generazioni.

Si è utilizzata, infine, come popolazione iniziale dell'algoritmo genetico, quella già ottimizzata sul PID nella speranza che questo portasse l'algoritmo a migliorare un insieme di individui già valido. Anche in questo caso, però, la variabilità introdotta dai guadagni aggiuntivi ha fatto sì che tutte le soluzioni diverse da quelle iniziali non riescano a pareggiare le performance del più semplice controllore PID. Appare quindi superfluo riportare i controllori ottenuti poiché, anche se funzionanti, sono caratterizzati da indici di performance peggiori del PID e dunque non rientrerebbero comunque in un'eventuale scelta finale.

6.2 Confronto tra i controllori proposti

È a questo punto possibile confrontare tra loro i controllori ottenuti e, soprattutto, evidenziare le migliorie ottenute rispetto al veicolo passivo e al sistema con sola barra anti-rollo attiva. Il calcolo delle performance è stato effettuato sulla curva tipica delle linee ad alta velocità, le cui caratteristiche sono state elencate in sezione 5.4. Poiché le linee ad alta velocità sono caratterizzate da curve standardizzate (di cui quella in esame risulta la più

diffusa), i risultati qui ottenuti possono essere considerati una buona rappresentazione delle performance del veicolo.

In tab. 6.5 sono riportati gli indici di prestazione ottenuti da tutti i controllori ottimizzati. Questi sono confrontati con alcuni dei risultati ottenuti dalla sola barra anti-rollio attiva studiata in [16], indicati dalla sigla AARB (*active anti roll bar*), controllata con una logica PID o con contributo in Sky-Hook. I risultati sono tutti relativi a simulazioni con velocità pari a 338 km/h e sono quindi direttamente confrontabili.

| | P_{CT} | $(\ddot{y})_{rms}$ | $(x_{dR})_{rms}$ | $max(\varepsilon_R)$ | $(x_{dL})_{rms}$ | $max(\varepsilon_L)$ |
|-----------------|----------|-----------------------|------------------|----------------------|------------------|----------------------|
| AARB-PID | 2.49% | 0.222 $\frac{m}{s^2}$ | 0.13 | 6.1 <i>mrاد</i> | — | — |
| AARB-SH | 2.33% | 0.194 $\frac{m}{s^2}$ | 0.05 | 4.9 <i>mrاد</i> | — | — |
| PID(H) | 2.35% | 0.230 $\frac{m}{s^2}$ | 0.77 | 4.9 <i>mrاد</i> | 0.043 | 25.7 <i>mm</i> |
| PID(L) | 2.51% | 0.228 $\frac{m}{s^2}$ | 0.45 | 6.1 <i>mrاد</i> | 0.036 | 19.7 <i>mm</i> |
| PIDSH(H) | 2.23% | 0.168 $\frac{m}{s^2}$ | 0.44 | 3.8 <i>mrاد</i> | 0.88 | 13.7 <i>mm</i> |
| PIDSH(L) | 2.55% | 0.205 $\frac{m}{s^2}$ | 0.37 | 4.5 <i>mrاد</i> | 0.69 | 20.4 <i>mm</i> |
| LQI | 2.24% | 0.234 $\frac{m}{s^2}$ | 0.33 | 9.2 <i>mrاد</i> | 0.086 | 25.3 <i>mm</i> |

Tabella 6.5: Confronto controllori su linea ad alta velocità

Dal confronto con il sistema a sola barra anti-rollio attiva, una prima valutazione che può essere effettuata riguarda la precisione nell'inseguimento del riferimento di rollio (escludendo per il momento il controllo LQI a causa dell'assenza del feed-forward). In questo senso il controllore PID più prestazionale è in grado di fornire la medesima precisione del sistema AARB con Sky-hook, mentre i controllori con Sky-hook nel nuovo concept hanno un livello di precisione non raggiungibile con la sola barra attiva. In figura 6.4 si nota, inoltre, come il controllore con miglior prontezza risulti essere il più performante PID con Sky-hook, mentre emerge l'assenza del feed-forward sul controllo ottimo che risulta essere il meno pronto.

Per quanto riguarda il comfort si nota come il centraggio della cassa e la prevenzione dagli urti con i tamponi, principali obiettivi della sospensione laterale attiva, siano realizzati da tutti i controllori studiati. In particolare, come si nota anche da figura 6.5, valgono le stesse considerazioni fatte sul moto di rollio quanto alla prontezza dei differenti controllori.

In termini vibrazionali, invece, è necessario distinguere dagli altri i controllori con un contributo in Sky-Hook. Questi, grazie alla retroazione sull'accelerazione, consentono un abbattimento di $RMS(\ddot{y})$ semplicemente impossibile alle altre configurazioni. Ancora una volta, rispetto al sistema senza sospensione laterale attiva, la soluzione più prestazionale fornisce un livello di

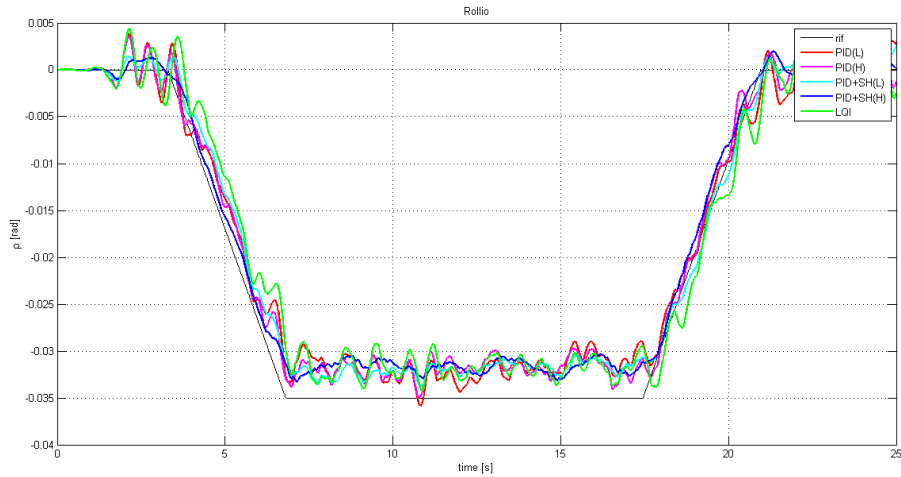


Figura 6.4: Moto di rollio cassa su curva ad alta velocità ($338 \frac{km}{h}$). Confronto tra i diversi controllori

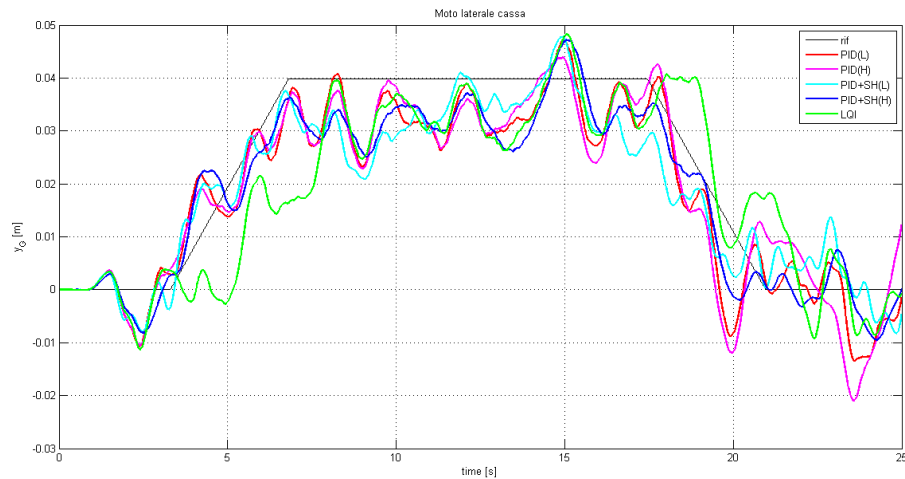


Figura 6.5: Moto laterale del baricentro cassa su curva ad alta velocità ($338 \frac{km}{h}$). Confronto tra i diversi controllori

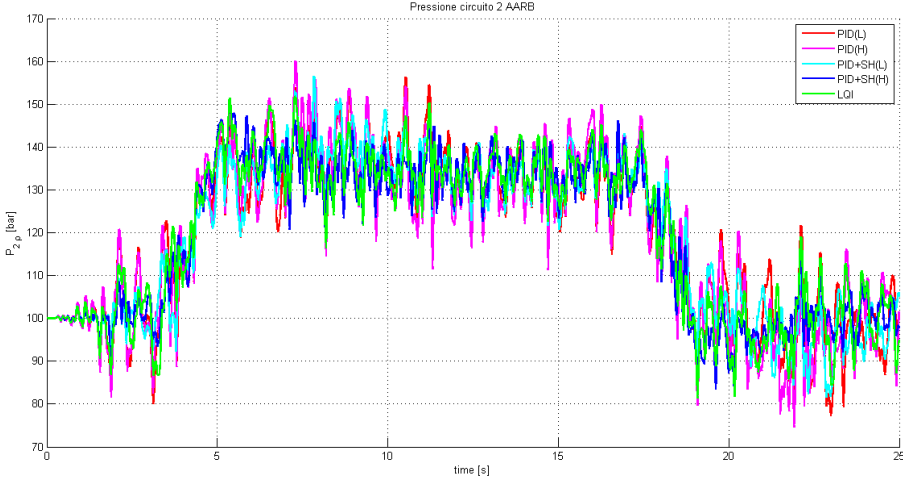


Figura 6.6: Pressione nel ramo 2 della barra anti-rolloio attiva, lungo curva di linea ad alta velocità

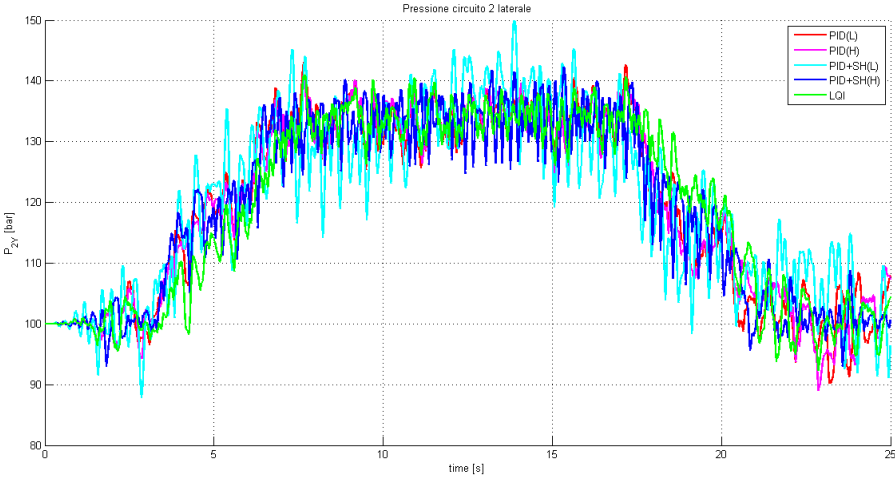


Figura 6.7: Pressione nel ramo 2 del circuito della sospensione laterale attiva, lungo curva di linea ad alta velocità

abbattimento delle vibrazioni non raggiungibile con il concept precedente. Gli altri controllori, invece, in questo ambito non portano particolari migliorie, mantenendosi tutti sul medesimo livello lievemente più alto rispetto al sistema AARB.

Riguardo all'indice di comfort P_{CT} , infine, si sottolinea innanzitutto che il livello raggiunto dalla sola barra attiva risulta essere già molto buono e non è dunque necessario un ulteriore miglioramento. In ogni caso tra le soluzioni proposte si può notare come la percentuale di passeggeri statisticamente soggetta a *motion sickness* si mantenga sui medesimi livelli, riuscendo in alcuni casi anche a diminuire ulteriormente.

Volendo commentare invece le prestazioni del controllo ottimo LQI, emerge principalmente che il livello di attuazione è minore rispetto a tutti gli altri controllori e, a parte il già commentato errore sul rollio, le prestazioni risultano in linea con gli altri schemi. In particolare il livello di P_{CT} risulta ottimale, mentre il comfort vibrazionale è vicino a quello ottenuto dai controllori PID.

Riguardo al livello di attuazione, si nota un generale aumento dell' *rms* del comando inviato alla servovalvola della barra attiva rispetto al concept precedente. Il forte accoppiamento tra il moto laterale e quello di rollio, infatti, fa sì che il centraggio della cassa influisca sul comportamento della barra idraulica consentendo una maggior precisione nell'inseguimento dei riferimenti, a costo, però, di un'attuazione più elevata. Confrontando tra loro i controllori proposti, invece, emerge come il sistema con controllo LQI risulti il più parsimonioso in termini di attuazione, mentre quelli con contributo in Sky-hook richiedano elevate attuazioni per conseguire l'ottimo comportamento, principalmente in termini vibrazionali, che li caratterizza.

Nelle figure 6.6 e 6.7 si riportano, infine, gli andamenti delle pressioni in un ramo di ciascuno dei due circuiti da cui si nota che, in entrambi i casi, il salto di pressione è abbastanza contenuto rispetto al massimo consentito. Il PID con Sky-hook risulta il più esigente in questo senso in quanto la riduzione delle accelerazioni laterali, richiede repentine variazioni di forza applicata che si riflettono, inoltre, in una potenza richiesta maggiore, come esposto in sez. 6.5.

Dai risultati ottenuti si può concludere che, accettando un livello di performance e di comfort che si può definire intermedio, l'impiego di un semplice controllore PID potrebbe risultare adeguato al sistema in esame. Volendo, invece, ridurre drasticamente le vibrazioni percepite in cassa e migliorare la precisione del pendolamento, risulta imprescindibile l'introduzione di un contributo di controllo in Sky-hook con il conseguente innalzamento delle attuazioni ad esso connesso. Se, al contrario, si volesse prediligere la riduzione del consumo energetico accettando un livello di performance lievemente

peggiore rispetto al PID, la scelta si dovrebbe orientare verso il controllore ottimo LQI. Per valutazioni più dettagliate sul consumo energetico si rimanda alla sezione 6.5.

6.3 Verifica delle forze a terra

Le forze che il veicolo scarica a terra sono un importante indice di valutazione di un sistema ferroviario da cui è possibile dedurre valutazioni relative sia alla stabilità e sicurezza del veicolo (verifiche di deragliamento e ribaltamento) sia all'impatto di quest'ultimo sulle infrastrutture, in particolare sull'usura dei binari.

In questo senso, prendendo a riferimento quanto esposto in [30] e [31], a partire dai risultati delle simulazioni, è possibile verificare che il comportamento del veicolo, oltre a rispettare i limiti imposti dalla normativa, non si discosti eccessivamente dal concept precedente. A questo scopo gli indici presi in considerazione sono i seguenti:

- $[(Y/Q)_{2m}]_{i,max}$: massimo rapporto tra la forza verticale e quella laterale sulla ruota esterna alla curva della sala i -esima. Il valore di questo indice, se entro i limiti, assicura che non vi sia il rischio di deragliamento poiché il bordino non è in grado di scalare il binario, essendo il valore limite calcolato secondo (6.1), in cui γ_{max} rappresenta il massimo angolo del bordino e μ l'attrito ruota-rotaia.

$$\left(\frac{Y}{Q}\right)_{lim} = \frac{\tan(\gamma_{max}) - \mu}{1 + \mu \tan(\gamma_{max})} \quad (6.1)$$

Secondo i valori imposti dalla norma a cui ci si è riferiti, il valore massimo di questo indice viene fissato pari a 0.8;

- η_i : Coefficiente di ribaltamento calcolato per il carrello i -esimo. Secondo il criterio definito in [31], nel caso di veicoli dotati di sistemi di pendolamento è necessario aggiungere alla verifica precedente quella relativa al ribaltamento tramite il calcolo di η_i secondo l'eq. 6.2:

$$\eta_i = \frac{\sum_{bogie} Q_{jA} - \sum_{bogie} Q_{jB}}{\sum_{bogie} Q_{jA} + \sum_{bogie} Q_{jB}} \quad (6.2)$$

in cui con $Q_{jA,B}$ si indicano le forze verticali sulla ruota esterna/interna della sala j -esima. Il valore limite è fissato pari a 1 e rappresenta la condizione di ribaltamento;

- $(\Sigma Y_{2m})_{i,max}$: massimo carico laterale. In questo caso si verifica che il transito del veicolo non comporti uno spostamento del binario a causa di un'eccessiva forza laterale. Il limite viene calcolato secondo l'eq. 6.3 e risulta essere pari a 58 kN :

$$\Sigma(Y_{2m})_{lim} = \alpha(10 + \frac{P_0}{3}) \quad \text{in } [kN] \quad (6.3)$$

In cui P_0 rappresenta il carico statico per asse e il coefficiente α è un valore fissato dalla normativa;

- $(\Sigma Y_{2m})_{i,mean}$: valor medio delle forze laterali scaricate dalla sala i -esima. Noti gli andamenti nel tempo delle forze di contatto destra e sinistra per ciascuna sala, l'indice sarà quindi calcolato secondo l'eq. (6.4).

$$\Sigma Y_{i,m} = \text{mean}(Y_{dx,i} + Y_{sn,i}) \quad (6.4)$$

Questo valore risulta rappresentativo dell'usura indotta sui binari dal passaggio del veicolo. Essendo principalmente legato alla forza centrifuga, l'incremento di velocità introdotto dal sistema di pendolamento non potrà che provocarne l'aumento rispetto al veicolo originale. D'altra parte il confronto tra i diversi sistemi con la medesima velocità di percorrenza può fornire importanti indicazioni riguardo al diverso impatto che hanno sul binario.

Si ricorda che, per il calcolo degli indici presentati, le forze di contatto ottenute dalla simulazione sono state filtrate con un filtro passa-basso del 4° ordine a una frequenza di taglio pari a 20 Hz come indicato dalla normativa. Inoltre, quando indicati con il pedice $2m$, i segnali sono stati ricampionati ogni 0.5 m e sottoposti a media mobile con intervallo di 2 m . Questa procedura, anch'essa imposta dalla norma, consente di trascurare eventuali impulsi o disturbi che, anche superando i limiti fissati, non risultano pericolosi grazie alla loro breve durata.

In tabella 6.6 si riportano i risultati ottenuti dai diversi controllori relativamente ai primi due indici (confrontati con il concept con sola barra anti-rollio attiva), che si riferiscono alla sicurezza e stabilità del veicolo, sulla curva di linea ad alta velocità, percorsa a 338 km/h .

Come si può notare l'introduzione dell'attuatore laterale porta un generale miglioramento sugli indici di ribaltamento, η_1 e η_2 . Il centraggio della cassa, infatti, consente un'importante riduzione del trasferimento di carico in curva, migliorando la sicurezza del veicolo in termini di ribaltamento. Per quanto riguarda gli indici di deragliamento, invece, il margine di sicurezza risulta

| | $(Y/Q)_{max}$ | η_1 | η_2 |
|-----------------|---------------|----------|----------|
| AARB(SH) | 0.58 | 0.38 | 0.40 |
| PID(H) | 0.58 | 0.35 | 0.34 |
| PID(L) | 0.56 | 0.33 | 0.34 |
| PIDSH(H) | 0.55 | 0.36 | 0.31 |
| PIDSH(L) | 0.55 | 0.37 | 0.32 |
| LQI | 0.60 | 0.31 | 0.31 |

Tabella 6.6: Confronto indici di deragliamento e ribaltamento su curva ad alta velocità percorsa a 338 km/h

migliore nel caso di controllori con Sky-Hook, mentre tende ad essere lievemente ridotto per il controllo LQI (restando comunque in una condizione di piena sicurezza).

Riguardo, invece, agli indici riferiti all'usura e allo spostamento dei binari, i risultati sono presentati in tab. 6.7.

Per quanto riguarda le forze laterali medie, non si notano variazioni rilevanti

| | Y_{1mean} [kN] | Y_{2mean} [kN] | Y_{3mean} [kN] | Y_{4mean} [kN] | Y_{max} [kN] |
|-----------------|---------------------|---------------------|---------------------|---------------------|-------------------|
| AARB(SH) | -4.34 | -8.46 | -4.31 | -8.51 | 32.7 |
| PID(H) | -4.44 | -8.34 | -4.42 | -8.38 | 32.2 |
| PID(L) | -4.26 | -8.53 | -4.42 | -8.39 | 39.2 |
| PIDSH(H) | -4.33 | -8.49 | -4.23 | -8.58 | 35.7 |
| PIDSH(L) | -4.43 | -8.37 | -4.36 | -8.42 | 43.3 |
| LQI | -4.32 | -8.47 | -4.39 | -8.44 | 30.8 |

Tabella 6.7: Confronto indici di impatto sui binari su curva di linea ad alta velocità percorsa a 338 km/h

rispetto al concept precedente, a riprova del fatto che il nuovo sistema non introduce un' usura dei binari maggiore.

Infine, sul picco massimo di forza laterale scaricata, appare un generale innalzamento rispetto alla sola barra attiva, legato all'azione dell'attuatore laterale. Comunque, risultando in tutti i casi entro il limite di 58 kN, resta scongiurato il rischio di spostamento del binario.

In conclusione, quindi, si può affermare che l'introduzione dell'attuatore laterale abbia comportato benefici in termini di sicurezza di marcia, principalmente riducendo il rischio di ribaltamento, rispetto al concept precedente, senza introdurre nuove problematiche relative alla manutenzione delle rotaie.

6.4 Verifica prestazioni con errore di posizionamento

Durante tutto l'arco del lavoro si è sempre ipotizzato che la posizione del convoglio fosse conosciuta in maniera esatta. Questa ipotesi implica che il riferimento sia perfettamente accordato con il tracciato e, dunque, il controllore lavori in una condizione favorevole. D'altra parte la posizione del treno viene calcolata attraverso sistemi reali che, per loro natura, possono introdurre un errore.

Nel convoglio in esame il classico SCMT (sistema per il controllo della marcia del treno), basato su boe e utilizzato principalmente per ragioni di segnalamento e sicurezza, viene affiancato da un sistema *gps* che è invece impiegato per una stima più accurata della posizione da inviare al controllore. L'errore di posizionamento rilevato dal controllore è quindi legato a quest'ultimo e, nel caso di ricevitori *gps* differenziali, si può ritenere inferiore ai 10 m (si vedano ad esempio le considerazioni esposte in [32]).

Si introduce quindi, nelle simulazioni, un errore nel calcolo dei riferimenti pari a 10m, in anticipo o in ritardo, e si verifica ancora una volta il comportamento del convoglio con controllore PID(L). In tabella 6.8 si nota come l'introduzione del massimo errore del *gps* non provochi un particolare peggioramento nelle performance del controllore.

Delle conseguenze più evidenti si sottolinea la minor precisione nell'inseguimento

| | P_{CT} | $(\ddot{y})_{rms}$ | $(x_{dR})_{rms}$ | $max(\varepsilon_R)$ | $(x_{dL})_{rms}$ | $max(\varepsilon_L)$ |
|-----------------|----------|-----------------------|------------------|----------------------|------------------|----------------------|
| PID(L) | 2.51% | $0.228 \frac{m}{s^2}$ | 0.45 | 6.1 <i>mrاد</i> | 0.036 | 19.7 <i>mm</i> |
| Ritardo | 2.40% | $0.226 \frac{m}{s^2}$ | 0.46 | 7.0 <i>mrاد</i> | 0.041 | 21.3 <i>mm</i> |
| Anticipo | 2.98% | $0.227 \frac{m}{s^2}$ | 0.45 | 6.4 <i>mrاد</i> | 0.042 | 21.1 <i>mm</i> |

Tabella 6.8: Verifica errore di posizionamento su linea ad alta velocità, con controllore PID

dei riferimenti e, nel caso di riferimento anticipato, un aumento del P_{CT} dovuto alla discordanza tra il pendolamento e la geometria del binario. Infine da fig. 6.8 si nota come in termini di rollio il moto resti molto simile al caso ideale, mentre un maggiore scostamento emerge sul moto laterale (fig. 6.9) in cui, nonostante il differente comportamento, il centraggio della cassa rimane altrettanto efficace e gli urti con il tampone rimangono scongiurati. In ogni caso non emergono particolari conseguenze e si può quindi concludere che il sistema risulta robusto rispetto a un errore nella stima della posizione del convoglio, non risultandone le performance particolarmente influenzate.

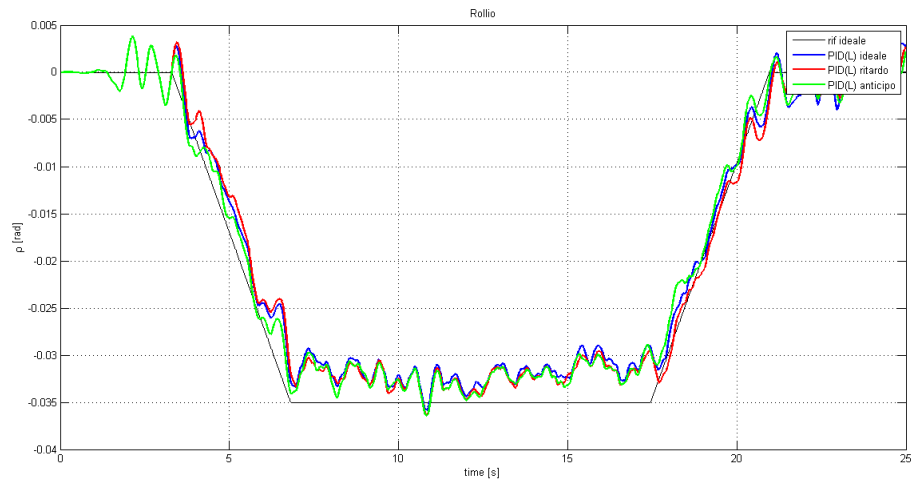


Figura 6.8: Moto di rollio cassa su curva ad alta velocità ($338 \frac{km}{h}$) con errore di posizionamento

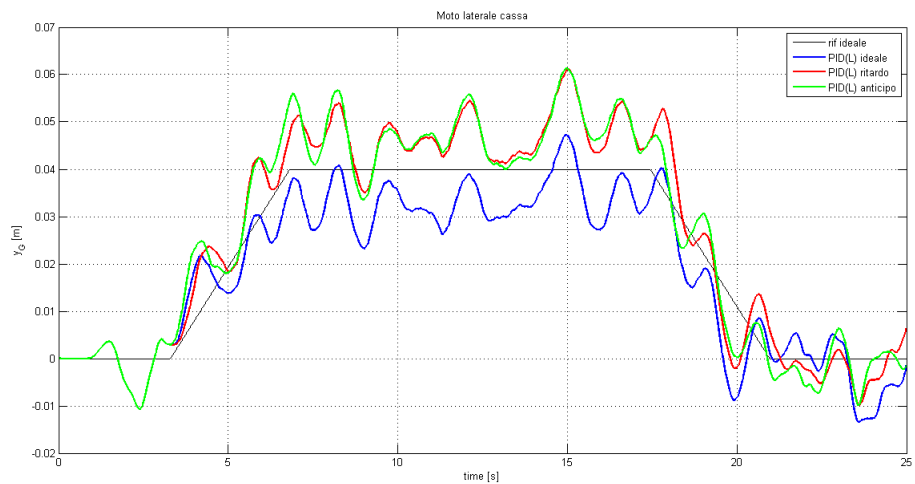


Figura 6.9: Moto laterale del baricentro cassa su curva ad alta velocità ($338 \frac{km}{h}$) con errore di posizionamento

6.5 Stima della potenza oleodinamica richiesta

Un importante fattore, fin qui trascurato, riguarda il calcolo della potenza di dimensionamento delle pompe dei circuiti idraulici introdotti. Non si vuole introdurre a questo punto un modello della macchina idraulica ma, sulla base delle simulazioni effettuate, è possibile ottenere una stima della potenza elettrica aggiuntiva di cui necessita il sistema tramite un calcolo della potenza oleodinamica richiesta.

Definito un rendimento della pompa pari a 0.85, la potenza da essa richiesta può essere calcolata secondo l' eq. (6.5) in cui, utilizzando il ΔP nominale pari a 196 *bar*, si sta ipotizzando l'utilizzo di un circuito idraulico semplice senza recupero della pressione di ritorno.

$$PW_{pompa} = \frac{Q\Delta P}{\eta_p} \quad (6.5)$$

In tab. 6.9 si riportano i risultati così ottenuti per la pompa del carrello anteriore e di quello posteriore. Ancora una volta si confronta quanto ottenuto con il sistema a sola barra anti-rollo attiva, prendendo a riferimento il controllore PD con Sky-hook, che è quello che più si avvicina in termini di prestazioni al nuovo concept.

| | $rms(PW_A)$ [kW] | $max(PW_A)$ [kW] | $rms(PW_P)$ [kW] | $max(PW_P)$ [kW] |
|-----------------|---------------------|---------------------|---------------------|---------------------|
| AARB(SH) | 0.86 | 2.56 | 0.84 | 2.56 |
| LQI | 1.63 | 4.92 | 1.82 | 5.53 |
| PID(L) | 2.33 | 7.86 | 2.32 | 6.99 |
| PID(H) | 3.52 | 10.30 | 3.73 | 11.62 |
| PIDSH(L) | 4.71 | 12.64 | 5.06 | 14.94 |
| PIDSH(H) | 5.26 | 16.56 | 4.69 | 14.02 |

Tabella 6.9: Potenza richiesta alle pompe anteriore e posteriore su curva di linea ad alta velocità

Le soluzioni in tab. 6.9 sono state ordinate secondo la potenza richiesta crescente. Come ovvio, rispetto al concept di sola barra attiva, vi è un generale aumento della potenza consumata dal sistema mecatronico, legato all'aggiunta dell'attuatore laterale e del relativo circuito idraulico. Questo incremento, però, è largamente influenzato dalla tipologia del controllore e dalle performance del sistema. Se il controllore LQI, infatti, è fin qui apparso come il meno prestazionale, risulta essere però il più parsimonioso dal punto

di vista energetico, richiedendo una potenza installata che è semplicemente il doppio rispetto al sistema senza laterale attiva.

Al crescere delle performance del sistema, ovviamente, la potenza installata aumenta fino a raggiungere i 5.26 kW di *rms* nel controllo con Sky-hook più prestazionale che, però, si ricorda essere associato ad indici di performance migliori su tutti i fronti rispetto agli altri controllori (P_{CT} e vibrazioni laterali minime, associate a massima precisione nell'inseguimento dei riferimenti), come esposto in tab. 6.5.

Un possibile affinamento del sistema, che si lascia ad eventuali sviluppi futuri, potrebbe quindi concentrarsi sull'impiego di un circuito idraulico più efficiente che consentirebbe un risparmio energetico a pari prestazioni. Da quanto mostrato nelle figure 6.6 e 6.7, infatti, il salto di pressione negli attuatori è lontano da quello massimo e dunque il fluido scaricato sarà a pressione maggiore rispetto a quella nominale di ritorno. L'utilizzo di un circuito secondario per il recupero di questa pressione, a costo di una maggior complessità del sistema, potrebbe portare, quindi, un beneficio in termini di consumo energetico e potenza installata.

Capitolo 7

Conclusioni

Il presente lavoro è stato avviato allo scopo di migliorare le prestazioni, in termini principalmente di comfort, di un treno ad alta velocità dotato di un sistema di pendolamento basato su una barra anti-rollio idraulica attiva. L'obiettivo è stato perseguito con l'aggiunta di un attuatore idraulico in corrispondenza della sospensione secondaria laterale e con il conseguente studio di schemi di controllo integrati tra i due sistemi di attuazione, al fine di mantenere la cassa centrata lungo le curve e realizzare un miglior controllo anche del moto di rollio.

Dopo una prima fase di studio del sistema esistente, si è sviluppato un modello lineare del veicolo e dei nuovi componenti introdotti. Sulla base di questo schema è stata dimensionata la sospensione laterale attiva e si sono definite le possibili logiche di controllo per il sistema così realizzato. Il lavoro è poi passato su un modello multi-body del veicolo su cui è stato implementato il circuito idraulico non lineare e i possibili controllori. Questi sono stati quindi ottimizzati tramite un algoritmo genetico e, infine, si sono presentati i risultati ottenuti e sono state svolte le verifiche finali sul sistema così realizzato. I risultati ottenuti con i controllori ottimizzati, sono stati del tutto positivi. È infatti emersa la completa validità del sistema sviluppato, sia in termini assoluti che rispetto al concept precedente. In particolare, come atteso, i moti della cassa sono risultati molto più controllabili rendendo il pendolamento più preciso ed evitando gli urti della cassa con i tamponi laterali, grande fonte di disturbo per i passeggeri.

Volendo confrontare tra loro le soluzioni proposte si sottolinea come un controllo con logica PID, a fronte dell'elevata semplicità che lo caratterizza, sia in grado di svolgere adeguatamente il compito ad esso assegnato, rappresentando quindi una soluzione molto valida nell'ottica di una futura implementazione sul sistema reale. D'altra parte l'aggiunta di un contributo in Sky-hook si è dimostrata un ottimo strumento nell'abbattimento delle vibrazioni e nel

miglioramento generale delle performance, emergendo come il controllore più prestazionale tra quelli proposti. Infine, il controllo ottimo LQI, si distingue per il ridotto consumo energetico a fronte di prestazioni generali lievemente inferiori rispetto al più classico PID.

Anche il comportamento dinamico del veicolo è migliorato in termini di sicurezza e stabilità poichè, grazie al centraggio della cassa e alla conseguente riduzione dei trasferimenti di carico, si è ampliato il margine di sicurezza sul ribaltamento, mentre gli indici Y/Q si sono mantenuti al medesimo livello, così come gli indici di usura del binario.

I miglioramenti raggiunti corrispondono, ovviamente, ad un aumento del consumo energetico e delle dimensioni del sistema idraulico che, rispetto al modello a sola barra anti-rollio attiva, richiede l'installazione di un attuatore aggiuntivo, pompe dell'olio più potenti e di due ulteriori serbatoi. Questi svantaggi, d'altra parte, nel caso di sviluppi futuri, risulterebbero mitigabili tramite un'ottimizzazione del sistema idraulico e di attuazione, come già sottolineato in fase di dimensionamento delle pompe.

Rimanendo in ambito attuatori e circuito idraulico, altri possibili sviluppi futuri potrebbero riguardare l'impiego di pistoni a geometria variabile. Essi infatti, introducendo la possibilità di ridurre la rigidità equivalente nell'impiego passivo, produrrebbero un minor irrigidimento della sospensione rispetto al veicolo originale e, eventualmente, consentirebbero una riduzione del volume dei serbatoi aggiunti proprio a questo scopo.

Riguardo, invece, alla modellazione del sistema, le possibilità di miglioramento principali riguardano l'affinamento del modello dei circuiti idraulici e l'introduzione dei primi moti deformabili della cassa nello studio. Nel primo caso lo studio di effetti secondari come la viscosità dell'olio e le perdite di carico potrebbe mettere in evidenza problemi di comfort, anche verticale, qui trascurati; uno studio dei moti deformabili, invece, consentirebbe l'ampliamento della validità del modello in termini di frequenze, permettendo quindi di valutare la possibilità di agire sul comfort vibrazionale anche oltre i $3 \div 4 \text{ Hz}$.

In termini di logiche di controllo, infine, possibili sviluppi futuri potrebbero riguardare l'impiego di un unico controllore su ciascuna carrozza, così da accordare al meglio il comportamento delle sospensioni anteriori e posteriori, specialmente lungo i raccordi e i transitori. Questa possibilità risulta particolarmente interessante se abbinata al suddetto modello deformabile in cui, tramite un controllo integrato, magari con logica modale, tra anteriore e posteriore, si potrebbe agire efficacemente sui primi modi di vibrare della cassa, riducendone le vibrazioni.

In conclusione, dunque, nel quadro dei più recenti sviluppi nel trasporto su rotaia e in particolare nelle linee ad alta velocità, il presente lavoro si inserisce

come una possibile risposta alla crescenti esigenze in termini di prestazioni e comfort dei veicoli ferroviari.

Nomenclatura e lista degli acronimi

Capitolo 2

V : velocità di percorrenza;
 R : raggio della curva;
 θ_{tot} : angolo totale di inclinazione della cassa;
 g : accelerazione gravitazionale;
 a_{perc} : accelerazione laterale percepita in cassa;
 k_{eq} : rigidità equivalente;
 A_p : area utile del pistone dell'attuatore idraulico;
 β : modulo di comprimibilità volumetrica isoterma;
 V_0 : volume camere ad attuatore centrato;
 b_{ol} : distanza tra gli attuatori che realizzano la barra anti-rollio.

Capitolo 3

\underline{z} : vettore dei gradi di libertà meccanici;
 $[M]$: matrice di massa del modello lineare;
 $[R]$: matrice di smorzamento del modello lineare;
 $[K]$: matrice di rigidità del modello

lineare;
 \underline{Q} : vettore delle componenti lagrangiane delle pressioni;
 $[\Lambda_P]$: Jacobiano relativo alle pressioni degli attuatori;
 $\Delta P_d, \Delta P_s$: salto di pressione su attuatori destro e sinistro della barra anti-rollio;
 ΔP_L : salto di pressione sull'attuatore laterale;
 Q_i : portata entrante nell' i -esima camera;
 Q_R : portata media circolante nella barra anti-rollio;
 V_{0R} : volume delle camere a pistone centrato della barra anti-rollio (serbatoio compreso);
 C_i, C_e : coefficienti di trafilamento interno ed esterno;
 y_d, y_s : spostamento verticale dei pistoni destro e sinistro;
 A_{pR} : area pistone degli attuatori della barra anti-rollio;
 Q_L : portata media circolante nell'attuatore laterale;
 V_{0L} : volume delle camere a pistone centrato dell'attuatore laterale (serbatoio compreso);
 A_{pL} : area pistone dell'attuatore laterale;

h_{pL} : distanza tra baricentro cassa e attuatore laterale;
 Q_{or} : portata fluente attraverso un orifizio;
 C_c : coefficiente di contrazione;
 A_0 : area di un orifizio;
 A_t : area totale della condotta;
 x_d : spostamento cassetto della servovalvola;
 K_q : coefficiente di portata della servovalvola;
 K_c : coefficiente di pressione della servovalvola;
 x_{dFILT} : comando della servovalvola filtrato;
 τ : coefficiente dei filtri sull'attuazione, pari a $2\pi f$;
 $[A]$: matrice di stato;
 $[B]$: matrice di attuazione;
 \underline{u} : vettore delle attuazioni;
 P_m : pressione nel ramo di mandata;
 P_r : pressione di ritorno.

Capitolo 4

y_{rif} : riferimento sul grado di libertà laterale;
 ρ_{rif} : riferimento sul rollio;
 h : distanza verticale tra i bumpstop e il baricentro cassa;
 $x_{d\rho FF}$: comando sul rollio in feed-forward;
 m : massa della cassa;
 a_{nc} : accelerazione laterale non compensata;
 x_{dyFF} : comando laterale in feed-forward;
 C_{tot} : coefficiente di trafilemento totale;

$k_{p,d,i}$: guadagni proporzionali, derivativi e integrali;
 $[G_{PID}]$: matrice di guadagno per controllore PID;
 $[A_{ctrl}]$: matrice di stato del sistema controllato;
 $k_{ACC\rho,y}$: guadagni sulle accelerazioni di rollio e laterale della cassa;
 $[I]$: matrice identità ;
 \underline{z}_{LQI} : vettore di stato nella logica di controllo LQI.

Capitolo 5

acc_i : segnale dell'accelerometro i-esimo;
 h_{acc} : distanza verticale tra i due accelerometri montati;
 SP_i : sensore di spostamento i-esimo;
 h_G : distanza tra i baricentri di cassa e carrello;
 ρ_B : rollio del carrello;
 \dot{x}^* : velocità stimata;
 x_{mis} : grandezza misurata;
 k : guadagno dell'osservatore semplice;
 $k_{v,x}$: coefficienti dell'approccio *Observer based*;
 $L(s)$: filtro passa-basso;
 $H(s)$: filtro passa-alto;
 $F(s)$: filtro sullo spostamento;
 $k_{1,2}$: coefficienti dell'approccio *2-channels*;
 Q_{max} : portata massima della servovalvola non linearizzata;
 Q_{nom} : portata nominalmente erogata dalle servovalvole;
 Q : portata effettivamente erogata dalla servovalvola;

$x_{d\%}$: comando in percentuale dell'apertura della servo-valvola;
 $b_{0,2}$: coefficienti per l'integrazione numerica delle equazioni non lineari;
 P_{CT} : indice di comfort definito in [4];
 A, B, C, D : costanti per il calcolo dell'indice P_{CT} ;
 y_{1s}^{\cdot} : accelerazione laterale mediata su intervalli di 1 s;
 $y_{1s}^{\cdot\cdot}$: derivata dell'accelerazione laterale mediata su intervalli di 1 s;
 ρ_{1s}^{\cdot} : velocità di rollio mediata su intervalli di 1 s;
 RMS : valor quadratico medio.

Capitolo 6

$AARB$: sistema con sola barra anti-rollio attiva;
 $[(Y/Q)_{2m}]_{i,max}$: massimo rapporto tra forza laterale e verticale sulla ruota esterna della sala i-esima, con me-
 dia viaggiante di ampiezza $2m$;
 γ_{max} : massimo angolo del bordino;
 μ : coefficiente di attrito ruota-rotaia;
 η_i : coefficiente di ribaltamento del carrello i-esimo;
 $Q_{jA,b}$: forza verticale sulla ruota esterna(A) o interna(B) della sala j-esima;
 $(\Sigma Y_{2m})_{i,max}$: massimo carico laterale calcolato con media viaggiante di ampiezza $2m$;
 P_0 : carico statico per asse;
 α : coefficiente fissato dalla normativa [30] per il calcolo del massimo carico laterale sul binario;
 $(\Sigma Y_{2m})_{i,mean}$: valor medio delle forze laterali scaricate dalla sala i-esima;
 $Y_{dx/sn,i}$: forza laterale su ruota destra/sinistra della sala i-esima;
 $PW_{pompaA/P}$: potenza richiesta alla pompa per sospensione anteriore/posteriore;
 η_p : rendimento della pompa;

Bibliografia

- [1] G. Diana A. Facchinetti L. Mazzola S. Alfi, S. Bruni. Active control of airspring secondary suspension to improve ride quality and safety against crosswinds. *Journal of Rail and Rapid Transit*, 2011.
- [2] E.F. Colombo. Studio di fattibilità di una barra anti-rollo attiva idraulica per sospensioni secondarie di treni ad alta velocità. Master's thesis, Politecnico di Milano, 2012.
- [3] K. Sasaki R. Persson, R.M. Goodall. Carbody tilting: technologies and benefits. *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*, 2009.
- [4] M.J. Griffin G.F. Beard. Motion sickness caused by roll-compensated lateral acceleration: Effects of centre-of-rotation and subject demographics. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, 2012.
- [5] A. Orvnas. *On Active Secondary Suspension in Rail Vehicles to Improve Ride Comfort*. PhD thesis, KTH, Stockholm, 2011.
- [6] J.G. Gimenez J. Vinolas A. Suescun, L.M. Martín. Use of inverse dynamics in the development of tilt control strategies for rail vehicles. *Vehicle System Dynamics*, 2007.
- [7] R.M. Goodall H. Zamzuri, A.C. Zolotas. Intelligent control approaches for tilting railway vehicles. *Vehicle System Dynamics*, 2007.
- [8] V. Colla F. Bartolini F. Cangioli B. Allotta, L. Pugi. Design and optimization of a semi-active suspension system for railway applications. *Journal of Modern Transportation*, 2011.
- [9] R. Goodall R. Zhou, A. Zolotas. Integrated tilt with active lateral secondary suspension control for high speed railway vehicles. *Mechatronics*, 2011.

- [10] R. Goodall R. Zhou, A. Zolotas. Lqg control for the integrated tilt and active lateral secondary suspension in high speed railway vehicles. *8th IEEE International Conference on Control and Automation*, 2010.
- [11] FiatFerroviaria S.p.A. Pendolino, 1998.
- [12] K. Yi S. Yim. Design of an active roll control system for hybrid four-wheel-drive vehicles. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 2012.
- [13] S. Choi J. Kim K. Jang K. Yi K. Jeon, H. Hwang. Development of an electric active rollcontrol(arc) algorithm for a suv. *International Journal of Automotive Technology*, 2012.
- [14] H. J. Song Y. K. Hwang S. J. Moon H. S. Ahn M. Tomizuka S. Kim, K. Park. Development of control logic for hydraulic active roll control system. *International Journal of Automotive Technology*, 2012.
- [15] F. Resta G. Diana. *Controllo di sistemi meccanici*. Polipress, 2007.
- [16] A. Facchinetti S. Bruni E.F. Colombo, E. Di Gialleonardo. Active car-body roll control in railway vehicles using hydraulic actuation. *Control Engineering Practice*, 2014.
- [17] Atos Electrohydraulics. Criteri di dimensionamento per cilindri e servocilindri, giugno 2014,
[http : //www.atos.com/english/technical _tables/english/B015.pdf](http://www.atos.com/english/technical_tables/english/B015.pdf).
- [18] W.S. Levine. *Control Handbook*. CRC press, 2010.
- [19] T. Lamarche W.H. Zhu. Velocity estimation by using position and acceleration sensors. *IEEE TRANSACTIONS ON INDUSTRIAL ELECTRONICS*, 2007.
- [20] M. Tomizuka S. Jeon. Benefits of acceleration measurement in velocity estimation and motion control. *Control Engineering Practice*, 2005.
- [21] Moog Inc. Electrohydraulic valves... a technical look, settembre 2014,
<http://www.moog.com/literature/ICD/Valves-Introduction.pdf>.
- [22] MTS Systems Corporation. Servovalvole serie 252 - informazioni sul prodotto, settembre 2014, [http: //www.mts.com /ucm /groups /public /documents /library /mts _005048.pdf](http://www.mts.com /ucm /groups /public /documents /library /mts _005048.pdf).

-
- [23] Moog Inc. Servovalves, direct drive servovalves d633/d634, settembre 2014, http://www.moog.com/literature/ICD/Moog-Valves-D633_D634-Catalog-en.pdf.
- [24] R.C. Purshouse P.J. Fleming. Evolutionary algorithms in control systems engineering: a survey. *Control Engineering Practice* 10, 2002.
- [25] H. Li S.Z. Zhao P.N. Suganthan Q. Zhang A. Zhou, B.Y. Qu. Multiobjective evolutionary algorithms: A survey of the state of the art. *Swarm and Evolutionary Computation*, 2011.
- [26] A. Pratap T. Meyarivan K. Deb, S. Agrawal. A fast elitist non-dominated sorting genetic algorithm for multi-objective optimization: Nsga-ii. *Kanpur Genetic Algorithms Laboratory (KanGAL)*, 2000.
- [27] CEN. Railway applications - ride comfort for passengers - measurements and evaluation. *Enquiry Version prEN12299*, CEN, Brussels, 2007.
- [28] V. Topuz H. Erdal M. Unal, A. Ak. *Optimization of PID Controllers Using Ant Colony and Genetic Algorithms*. Springer, 2013.
- [29] S. Lu Z. Xu. Multi-objective optimization of sensor array using genetic algorithm. *Sensors and Actuators B: Chemical*, 2011.
- [30] UIC Union internationale des chemins de fer. Testing and approval of railway vehicles from the point of view of their dynamic behaviour. *UIC Leaflet 518*, 3rd edition October 2005.
- [31] UIC Union internationale des chemins de fer. Supplement to uic leaflet 518: Application to vehicles equipped with a cant deficiency compensation system and/or to vehicles intended to operate with a higher cant deficiency than stated for categories i-iii. *UIC Leaflet 518-1*, 1st edition May 2004.
- [32] Gps: introduzione alla piú avanzata tecnologia di posizionamento, ottobre 2014 <http://www.topografia.it/CaseHistory/gps.htm>.