

POLITECNICO DI MILANO

Facoltà di Ingegneria Industriale

Corso di Laurea *Specialistica* in Ingegneria Meccanica



Studio teorico-sperimentale delle prestazioni di una nuova trattrice con sospensione anteriore e della corrispondente trattrice convenzionale

Relatore: Prof. Gianpiero MASTINU

Correlatori: Ing. Giorgio PREVIATI
Ing. Carlo PIROLA

Tesi di Laurea di:

Roberto LOCATELLI

Matr. 720642

Anno Accademico 2008 - 2009

Giunto al termine di questo appassionante lavoro desidero esprimere la mia riconoscenza nei confronti di tutte quelle persone che, in modi diversi, mi hanno accompagnato ed incoraggiato durante la realizzazione e stesura di questa tesi. Vorrei porgere i miei più sentiti ringraziamenti a chi mi ha seguito durante la stesura del lavoro in ambito accademico, in particolare:

- *Prof. Gianpiero Mastinu*, per avermi dato la possibilità di svolgere in autonomia e serenità questo lavoro di tesi.
- *Ing. Giorgio Previati*, per la continua disponibilità e prontezza nei chiarimenti e suggerimenti e per avermi guidato verso la conclusione di questo percorso.

Inoltre doverosi ringraziamenti vanno al Same Deutz-Fahr Group ed alle persone con cui ho collaborato durante l'esperienza di tesi, in particolare:

- *Ing. Francesco Galli*, per avermi offerto l'opportunità di svolgere un lavoro formativo in una realtà aziendale di prestigio internazionale.
- *Ing. Carlo Pirola*, per la completa disponibilità nei miei confronti e per avermi seguito con attenzione e professionalità durante tutto il lavoro
- *Il gruppo Simulazione e Calcolo*, per i piacevoli momenti passati in loro compagnia

Infine vorrei ringraziare la mia famiglia, la mia ragazza ed i miei amici, che mi hanno accompagnato ed incoraggiato durante tutto il percorso di studi.

Roberto Locatelli

Indice

Indice.....	3
Sommario	7
Abstract	9
Introduzione	11
1. Introduzione alle trattrici agricole.....	13
1.1 - Comfort delle macchine agricole.....	15
Accorgimenti per sedile pilota	16
Sospensione cabina di guida	17
Sospensione asse anteriore.....	18
1.2 - Sterzata trattrici	23
2. Analisi sospensioni idropneumatiche.....	27
2.1- Geometria sospensioni.....	27
2.1.1- Definizione rapporto cinematico	28
2.2 - Circuito idropneumatico e caratteristiche sospensioni	29
2.2.1- Studio e caratterizzazione del livellamento	30
2.2.2- Studio e caratterizzazione sospensioni in esercizio	33
2.2.3- Rigidezza sospensioni.....	43
2.2.4- Smorzamento sospensioni.....	47
2.3 - Modellazione sospensioni in ambiente Matlab - Simulink.....	50
2.4 - Confronto modellazione analitica e numerica	56
2.5 - Analisi di sensitività delle caratteristiche delle sospensioni.....	60
2.5.1 - Pressione di livellamento minima, lato Rod	61
2.5.2 - Rapporto cinematico delle sospensioni.....	63
2.5.3 - Pressione di riempimento accumulatore lato Rod	65
2.5.4 - Pressione di riempimento accumulatori lato Piston.....	67
2.5.5 - Risultati finali analisi di sensitività.....	69
3. Ribaltamento statico trattrice tradizionale e sospesa	71
3.1- Ribaltamento trattrice tradizionale.....	71
3.1.1- Modello trattrice a due corpi.....	72

3.1.2-	Modello d'analisi.....	73
3.1.3-	Definizione carichi gravitazionali	76
3.1.4-	Soluzione del modello e condizioni di primo distacco.....	79
3.1.5-	Nuova configurazione geometrica.....	84
3.1.6-	Soluzione del modello e condizioni di ribaltamento	85
3.1.7-	Processo risolutivo globale.....	87
3.1.8-	Dati trattrice standard	87
3.1.9-	Risultati analisi	88
3.2-	Prove sperimentali di ribaltamento trattrice standard.....	98
3.3 -	Ribaltamento trattrice con sospensioni.....	102
3.3.1-	Modello trattrice sospesa.....	102
3.3.2-	Definizione del momento di rollio all'anteriore.....	105
3.3.3-	Soluzione del modello e condizioni di primo distacco.....	107
3.3.4-	Condizioni di ribaltamento e soluzione del modello.....	110
3.3.5-	Processo risolutivo globale.....	111
3.3.6-	Dati trattrice sospesa	112
3.3.7-	Risultati analisi	112
3.4 -	Confronto tra trattrice tradizionale e sospesa	120
3.4.1-	Trattoria scarica	120
3.4.2-	Trattoria con zavorra anteriore	122
3.4.3-	Trattoria con attrezzo posteriore.....	124
3.4.4-	Trattoria con potatrice	125
3.4.5-	Trattoria con potatrice e zavorra posteriore.....	127
3.4.6-	Confronto globale.....	128
3.5 -	Conclusioni sul ribaltamento statico.....	130
4.	Analisi di comfort e relative prestazioni.....	133
4.1-	Modelli completi di veicolo	133
4.1.1-	Modello completo trattoria tradizionale	133
4.1.2-	Modello completo trattoria sospesa.....	138
4.2-	Modello linearizzato della trattoria sospesa per lo studio del comfort	140
4.2.1-	Modello linearizzato trattoria sospesa	140

4.2.2-	Confronto modello lineare e completo	146
4.3-	Descrizione prove di comfort	148
4.3.1-	Prove di passaggio su irregolarità.....	149
4.3.2-	Prove di passaggio su ostacolo	157
4.4-	Prove di comfort su trattrice tradizionale	159
4.4.1-	Prove di comfort su irregolarità, trattrice scarica	159
4.4.2-	Prove di comfort su irregolarità, varie configurazioni di carico.....	163
4.4.3-	Prove di passaggio su ostacolo	168
4.5 -	Prove di comfort su trattrice sospesa	173
4.5.1-	Prove di comfort su trattrice sospesa, introduzione.....	173
4.5.2-	Comfort su trattrice sospesa scarica, analisi modello lineare	174
4.5.3-	Prove di comfort su trattrice sospesa scarica, irregolarità	180
4.5.4-	Prove di comfort trattrice sospesa scarica, passaggio su ostacolo..	189
4.5.5-	Analisi comfort al variare della configurazione della trattrice	196
4.6 -	Confronto trattrice tradizionale e trattrice sospesa	210
4.6.1-	Confronto passaggio su ostacolo concentrato.....	210
4.6.2-	Confronto comfort su irregolarità.....	215
4.7 -	Comfort trattrice sospesa in modalità basculante	219
4.7.1-	Risultati prove di comfort su irregolarità.....	220
4.7.2-	Confronto comfort con altre trattrici.....	223
4.8 –	Conclusioni sul comfort	227
5.	Analisi di Handling e dinamica trattrici	229
5.1 -	Analisi comportamento a regime in curva.....	229
5.1.1-	Impostazione prova di Stearing-pad	229
5.1.2-	Risultati trattrice tradizionale.....	235
5.1.3-	Risultati trattrice sospesa	242
5.1.4-	Risultati trattrice sospesa, modalità basculante	246
5.1.5-	Confronto trattrici	249
5.2 -	Analisi comportamento dinamico delle trattrici	260
5.2.1-	Prova dinamica implementata.....	260
5.2.2-	Analisi risposte trattrici nel tempo.....	262

5.3 – Conclusioni analisi di Handling.....	267
6. Confronto complessivo tra trattrici.....	269
Conclusioni e sviluppi futuri	273
Appendice A.....	277
Bibliografia.....	279

Sommario

Oggetto del presente lavoro di tesi è l'analisi del comportamento dinamico ed a ribaltamento di una trattoria agricola per impiego in frutteti e vigneti di nuova concezione, sviluppata da SAME Deutz-Fahr group. La trattoria presenta un sistema di sospensioni indipendenti alla sala anteriore. Il sistema di sospensioni è di tipo idropneumatico con geometria a quadrilatero. Questo tipo di sospensione, sebbene sia già utilizzato su trattorie di maggiori dimensioni, è innovativo per questa classe di veicoli.

Il comportamento della trattoria innovativa è valutato, per confronto, rispetto alle prestazioni della trattoria da frutteto e vigneto attualmente in produzione, che adotta il tradizionale assale anteriore rigido basculante.

La prima parte del lavoro riguarda la caratterizzazione analitica e la modellazione numerica delle sospensioni idropneumatiche, effettuata tramite l'ausilio dei pacchetti SimMechanics e SimHydraulics in ambiente Matlab – Simulink. La caratterizzazione, svolta analiticamente, ha permesso l'individuazione dei parametri fondamentali che determinano le caratteristiche delle sospensioni ed ha permesso di evidenziarne gli effetti in modo da permettere un più rapido sviluppo e messa a punto del sistema. La costruzione del modello numerico 3D in ambiente Matlab – Simulink è propedeutica allo studio degli effetti delle sospensioni sull'intero veicolo. Infatti, è già a disposizione un modello completo e validato sperimentalmente della trattoria tradizionale, implementato nel medesimo ambiente di calcolo. Il modello numerico della trattoria innovativa, è, quindi, ottenuto integrando in modo coerente il modello di sospensione all'interno del modello originale.

La seconda parte del lavoro è incentrata sulla valutazione del limite di ribaltamento delle due trattorie. Per entrambe le trattorie è stato realizzato un modello di calcolo in grado di prevedere il limite di ribaltamento statico in funzione della orientazione della trattoria rispetto alla pendenza. Questo tema è di estrema importanza per motivi di sicurezza dell'operatore dato l'elevato numero di incidenti causati dal ribaltamento delle trattorie. Il modello numerico delle sospensioni, precedentemente realizzato, ha permesso di considerare gli effetti delle non linearità geometriche, del circuito idropneumatico e del fincorsa della sospensione sul limite di ribaltamento. Il modello realizzato per valutare il limite di ribaltamento del veicolo tradizionale è stato validato attraverso una campagna di prove sperimentali.

Infine, è affrontata l'analisi delle prestazioni di comfort e di handling delle due trattrici, mediante simulazioni effettuate con l'utilizzo dei modelli completi di veicolo. Per la trattrice sospesa, nelle prove di comfort, lo studio è focalizzato sull'effetto dello smorzamento introdotto nelle sospensioni. Per comprendere meglio i risultati ottenuti, questi sono analizzati anche attraverso un modello linearizzato del veicolo.

Il presente lavoro ha lo scopo di acquisire un'ottima conoscenza relativa al comportamento delle trattrici agricole ed al sistema di sospensioni scelto, in modo da costituire un valido supporto per le fasi successive dello sviluppo di questo progetto innovativo.

Parole chiave: Trattrice, Sospensioni idropneumatiche, Ribaltamento, Comfort

Abstract

Object of the present thesis is the analysis of the dynamic behaviour and the rollover of an innovative orchard tractor, developed by SAME Deutz-Fahr group. The tractor has an independent transverse double wishbone suspensions system at the front axle. The suspensions system is hydropneumatic type. This type of suspension, although is already used on tractors of great dimensions, it is innovative for this class of vehicles.

The behaviour of the innovative tractor is valued, by comparison to the performances of the orchard tractor currently in production, that adopts the traditional tilting and rigid front axle.

The first part of the thesis concerns the analytical characterization and the numerical modelling of the hydropneumatic suspensions, effected by SimMechanics and SimHydraulics library in Matlab-Simulink environment. The analytical characterization allowed to identify the parameters that mostly influence the suspension characteristic and to investigate their effect, in order to allow a more rapid development and debugging of the system.

The construction of the 3D numerical model, in Matlab-Simulink environment, is introductory to the study of the suspensions effects on the whole vehicle. In fact, it is already available a complete model of the traditional tractor, implemented in the same calculation environment.

The numerical model of the innovative tractor, was developed joining in a coherent way the suspensions model inside the original one.

The second part of the thesis focuses on the evaluation of the rollover limit of the two tractors. For both tractors it has been realized a calculation model, able to foresee the limit of static rollover, for any gradient direction. This topic is extremely important for safety of the operator, considering the high occurrence of accidents caused by tractors rollover. The numerical model of the suspensions, previously realized, hallowed to consider the non-linear effects on the rollover limit, caused by the geometry and the hydropneumatic circuit.

The model realized for appraising the rollover limit of the traditional vehicle, was validated through experimental tests.

In conclusion, the comfort and handling performance analysis of the two tractors was developed, with simulation of the complete vehicle models. The comfort analysis of the suspended tractor are focused on the effect of suspensions with different damping. A linear vehicle model was used to better understand results.

The present job has the purpose to acquire a good knowledge related to the behaviour of the farm tractors and of the new suspension system, in order to constitute a valid support for the following phases of the development of this innovative project.

Key words: farm tractor, hydropneumatic suspensions, rollover, comfort

Introduzione

Oggetto del presente lavoro di tesi è lo studio numerico e sperimentale del comportamento di due trattrici del SAME Deutz-Fahr group: la trattrice frutteto tradizionale e la sospesa, ancora in fase di progettazione.

La ricerca è stata sviluppata sotto la supervisione del reparto “Ricerca e Sviluppo” dell’azienda e si articola in tre principali temi: la caratterizzazione del modello di sospensioni e la costruzione di un modello numerico che possa essere integrato in uno pre-esistente, l’analisi delle prestazioni al ribaltamento delle due trattrici, l’analisi delle prestazioni di comfort ed handling.

Essa nasce dall’esigenza dell’azienda di aver degli strumenti utili alla progettazione ed alla valutazione delle sospensioni e del circuito idropneumatico ad esse collegato, di poter valutare le caratteristiche del veicolo completo con simulazioni numeriche preliminari e di poter effettuare una valutazione di confronto sulle due trattrici da frutteto.

Il primo capitolo è introduttivo e descrive sinteticamente il settore industriale legato alle trattrici agricole standard, in particolare vengono approfonditi gli aspetti legati al comfort ed alla loro manovrabilità. Quest’ultimi sono quelli che riguardano più direttamente il lavoro svolto, in quanto l’introduzione dell’assale anteriore sospeso nella trattrice da frutteto analizzata, ha come obiettivi il loro miglioramento.

Nel secondo capitolo è affrontata la caratterizzazione delle sospensioni idropneumatiche, sulla base della schematizzazione del circuito attualmente scelto dall’azienda. Successivamente, è creato il modello numerico 3D delle sospensioni in ambiente Matlab – Simulink, e viene eseguito un confronto tra le caratteristiche ottenute dal modello numerico e da quello analitico. Infine viene condotto uno studio di sensitività delle caratteristiche delle sospensioni, al variare dei loro parametri fondamentali.

Il capitolo tre tratta la costruzione del modello analitico con cui analizzare il ribaltamento statico delle trattrici ed i relativi risultati. Per prima è studiata la trattrice tradizionale. Per questa trattrice sono riportati anche i risultati sperimentali. Successivamente è analizzata la trattrice innovativa.

In conclusione è effettuato un confronto tra le prestazioni delle due tipologie di veicoli, con l’obiettivo di mettere in luce pregi e difetti di ognuna. In questa fase vengono confrontati anche i risultati relativi alla trattrice sospesa in modalità basculante, che viene ottenuta mediante una variazione del circuito idraulico, bloccando le escursioni in fase dei cilindri.

Nel quarto capitolo si introducono inizialmente i modelli numerici di veicolo utilizzati per le analisi di comfort, quelli completi e quello linearizzato relativo alla trattrice sospesa. Vengono poi in successione presentati i risultati delle simulazioni sui due veicoli, ottenuti con prove di passaggio su ostacolo concentrato ed irregolarità, con le trattrici in varie configurazioni di carico. Per la sola trattrice sospesa viene svolta un'analisi sullo smorzamento delle sospensioni, che ha come obiettivo l'individuazione di un suo valore che fornisca buone prestazioni e la valutazione di alcune semplici logiche di controllo pensate dal costruttore. Viene successivamente effettuato il confronto tra le prestazioni delle due trattrici, per mettere in luce i vantaggi di ognuna. Infine vengono simulate le prove su irregolarità anche sulla trattrice sospesa nella modalità basculante, i cui risultati sono confrontati con quelli precedentemente ottenuti.

La prima parte del quinto capitolo caratterizza il comportamento in curva a regime delle due trattrici, simulando delle prove di steering-pad e considerando per la sospesa anche la modalità basculante. Vengono utilizzati diversi livelli di velocità di marcia, per valutare eventuali variazioni nel comportamento. Alla fine delle analisi viene effettuato un confronto di caratteristiche tra trattrici. Nella seconda parte si valuta la risposta dinamica delle trattrici, mediante un percorso a senoide effettuato a velocità costante e con uguale pilota.

Il sesto capitolo presenta il confronto tra le prestazioni delle trattrici rilevate in tutte le tipologie di analisi svolte, con l'obiettivo di valutare la convenienza dello sviluppo del progetto di trattrice da frutteto con assale anteriore sospeso.

1. Introduzione alle trattrici agricole

Le trattrici agricole comunemente conosciute, con ruote gommata, sono denominate anche standard [2] e svolgono la maggior parte delle operazioni, di trasporto, traino e lavoro in campo. Un esempio è riportato in Figura 1.1.



Figura 1.1- Trattrice agricola standard SAME.

Un trattore agricolo è generalmente costituito da struttura portante, motore, organi di frenatura, organi di collegamento a macchine operatrici, equipaggiamento elettrico, carrozzeria, posto di guida e marcia. La struttura portante è costituita da componenti collegati tra loro in modo da donarle grande rigidità.

L'energia prodotta dal motore è trasferita agli organi di propulsione da organi di trasmissione di tipo meccanico, tra cui il cambio. Il numero delle marce selezionabili è elevato, infatti le marce in avanti possono variare da quattro a quaranta e di solito anche per le retromarce può esserci una selezione. Gli organi di propulsione sono le ruote e la trazione può essere sia posteriore che integrale. Le ruote motrici sono caratterizzate da nervature disposte alternate sui due lati a spina di pesce, mentre nel caso non fossero motrici si può avere l'assenza di scanalature trasversali, per ottenere minor resistenza al moto, e le dimensioni sono più ridotte, così da consentire meno ingombri [3].



Figura 1.2- Trattore a trazione posteriore, Same.

La struttura di collegamento tra ruote e cassa è differente tra anteriore e posteriore. Al posteriore è presente un assale rigidamente collegato ai mozzi ruota ed alla cassa, che trasmette anche potenza. All'anteriore invece è presente una sala basculante attorno all'asse longitudinale rispetto alla cassa, che collega rigidamente le ruote dei due lati e che trasmette potenza in presenza di trazione a quattro ruote motrici.



Figura 1.3- Esempio di trattore con sala anteriore basculante, Same.

Il collegamento a sala basculante ha il pregio di garantire lo stesso livello di carico sulle ruote anteriori ai due lati e quindi una uguale ripartizione della

capacità di trazione tra le due. Altro pregio è l'altezza fissa del centro sala da terra, che facilita alcune lavorazioni per le quali l'altezza da terra dell'attrezzo utilizzato deve essere controllata.

Un difetto è sicuramente legato ai limiti di capacità sterzante che impone generalmente alla trattrice, soprattutto per motivi di ingombro, anche se con i nuovi sviluppi sono state individuate soluzioni per diminuire questo difetto.

Le trattrici possono essere utilizzate da traino per macchine operatrici ed il collegamento può essere effettuato attraverso un punto di traino posteriore, oppure attraverso un attacco a tre punti. Tale struttura è costituita generalmente da tre bracci, due tiranti e uno chiamato puntone [2].

Oltre ad organi di collegamento posteriori, possono essere presenti anche sistemi per l'attacco di attrezzi che operano in posizione anteriore o laterale rispetto al trattore.

1.1 - Comfort delle macchine agricole

Un aspetto fondamentale delle trattrici agricole standard moderne, soprattutto per le aree sviluppate del pianeta, è legato al comfort che garantiscono all'operatore sul moto stradale e durante il lavoro in campo. Esso per le macchine agricole riguarda più in generale anche la salute dell'operatore, che tipicamente rimane alla guida del veicolo per la maggior parte della giornata lavorativa.

In particolare gli effetti indesiderati che esso subisce riguardano l'affaticamento di alcuni organi, particolarmente sensibili a certe frequenze vibratorie, e dolori che nascono a causa della scorretta postura che l'operatore tiene durante il lavoro [4],[5].

La norma ISO5008, specifica per il comfort e la salute dell'operatore su macchine agricole, si concentra sulla prima delle due problematiche individuate e, basandosi sulle indicazioni della norma ISO 2631 relativa ai veicoli stradali, individua degli indici significativi nella descrizione del comfort vibrazionale.

Basati sullo studio in frequenza delle accelerazioni misurate nei punti di interfaccia tra pilota e veicolo, questi indici sono creati pesandole con apposite funzioni peso, che hanno lo scopo di dare maggior importanza alle componenti in frequenza più dannose per l'uomo, aumentandone il contributo, e minore importanza a quelle meno percepite.

La norma non tratta invece gli aspetti legati alla postura del pilota, sarà pertanto compito del costruttore creare nella cabina di guida le condizioni tali da consentire una postura più corretta possibile dell'operatore, in ogni condizione di lavoro.

Attorno al tema del comfort si concentrano per cui innumerevoli sforzi di ricerca, con l'obiettivo di migliorare le prestazioni di comfort senza andare a

discapito di altri aspetti, legati alle capacità lavorative. In questo senso due direzioni sono state seguite dalle maggiori industrie produttrici:

1. Sospensione della cabina di guida e del sedile del pilota, in modo da isolare l'utilizzatore dalle vibrazioni assorbite dal terreno.
2. Sospensione della cassa rispetto al terreno mediante l'utilizzo di sospensioni alle ruote o alla sala anteriore, soluzioni innovative per le macchine agricole, che storicamente non le utilizzano.

Va ricordato infine che, soprattutto alle alte velocità, importanza non trascurabile nel comfort hanno gli pneumatici che, al variare delle caratteristiche trasmettono alla cassa frequenze diverse [6]. A causa della loro geometria inoltre, trasmettono alla cassa frequenze oscillatorie, ad essi dovute, che incidono sul comfort [7].

Accorgimenti per sedile pilota

Gli studi e le ricerche che riguardano il sedile di guida seguono prevalentemente due linee guida; una legata alle vibrazioni che il sedile riesce a "filtrare" dalla cassa, connessa dunque al comfort vibrazionale, e l'altra alla facilitazione di quei movimenti che il pilota esegue durante il lavoro in campo, più legata invece alle problematiche di postura.

Il sedile ha enorme importanza nel comfort del pilota in quanto è l'interfaccia più estesa tra lo stesso e la trattrice [8]. In quest'ultima non essendo storicamente presenti le sospensioni, l'unico stadio sospensivo in assenza di sedile sospeso è rappresentato dagli pneumatici, per altro molto rigidi; ciò è ovviamente insufficiente a garantire un comfort adeguato.

L'abbattimento delle vibrazioni è ottenuto allora grazie ad uno stadio sospensivo applicato tra il suolo della cabina ed il sedile. La direzione lungo la quale le vibrazioni sono abbattute è essenzialmente la verticale; il sedile è dunque libero verticalmente di muoversi relativamente alla cabina. Ciò se da un lato rappresenta il pregio dei sedili sospesi, dall'altro è un difetto, in quanto movimenti relativi troppo elevati non permettono all'operatore un facile accesso ai comandi di guida, solidali alla cassa [3].

Lo stadio sospensivo è creato mediante un ammortizzatore che può essere pneumatico, oleodinamico, meccanico o combinazione dei precedenti, coadiuvato da un rivestimento del sedile che possa assorbire a sua volta ulteriori vibrazioni. I sistemi più utilizzati sono il meccanico ed il pneumatico, anche se lo sviluppo futuro predilige il secondo dei due, per la maggiore versatilità di regolazione che permette.

Per i rivestimenti sono stati sviluppati materiali polimerici con reticolo a base di gel racchiudente aria, che hanno buone proprietà smorzanti.

La maggiore versatilità del sedile, necessaria per renderlo confortevole in ogni situazione di lavoro, è ottenuta mediante altri accorgimenti che riguardano la regolabilità, come ad esempio la possibilità di ruotarlo in differenti direzioni, in modo da adattarlo alla posizione in cui l'operatore si pone.

Vi sono ad esempio tipologie di lavorazioni della terra che richiedono all'operatore di lavorare guardando all'indietro e ciò, con gli usuali sedili, provoca dolori dovuti alla cattiva postura che, con un sedile girevole, non si avrebbero.

Un accorgimento atto all'aumento di percezione del comfort è lo sviluppo di sedili climatizzati, che permettono il mantenimento di una temperatura prestabilita al contatto con l'operatore.

Esempio di ricerca e sviluppo riguarda il "Counter balance motion (CBM) seat" [9], che è un meccanismo che permette al sedile, mediante la regolazione automatica delle sue parti principali, di adattarsi alla postura del conducente, in modo da bilanciare il meglio possibile la distribuzione del peso scaricato sul sedile.

Sospensione cabina di guida

L'adozione di una cabina di guida sospesa si è resa storicamente necessaria poiché l'utilizzo del solo sedile sospeso non è sufficiente ad isolare il pilota dalle vibrazioni assorbite dal suolo, in quanto quest'ultimo lavora prevalentemente in direzione verticale, mentre in esercizio sono significative anche le vibrazioni laterali e longitudinali. Soprattutto riguardo a quest'ultime è utile la sospensione della cabina di guida che, in uno schema di riferimento è eseguita come in Figura 1.4 [3].

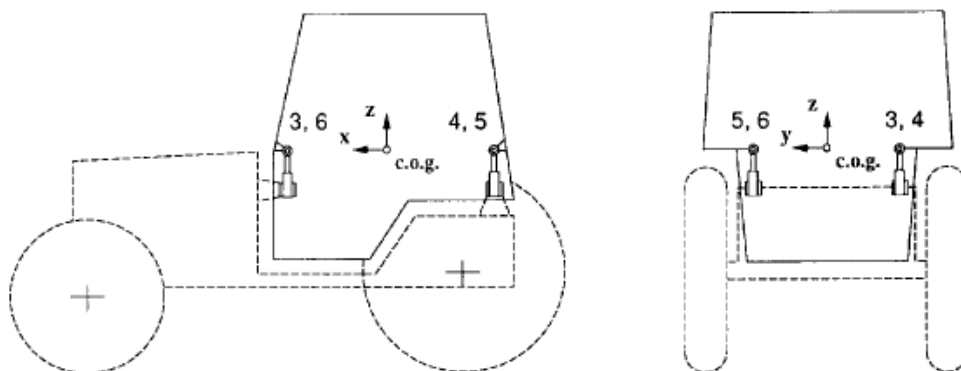


Figura 1.4- Schema di sospensione cabina.

Solitamente la sospensione è realizzata mediante l'utilizzo di "silent block", meccanismi elasto-smorzanti passivi che permettono di creare uno stadio sospensivo e sui quali appoggia la cabina [8].

Essi lavorano prevalentemente a compressione e sono costituiti da una parte elastomerica, che può essere costituita anche da gomma naturale e che fornisce le caratteristiche smorzanti, e da una o più parti metalliche di supporto, che costituiscono il supporto.

Soluzioni più innovative applicano alla sospensione della cabina una logica controllata, basata sull'utilizzo di attuatori attivi, spesso idropneumatici e non lineari, che possono agire sui moti della cabina migliorandone il comfort [10].

In Figura 1.5 è rappresentata una soluzione adottata da "Massey Ferguson" per la sospensione delle loro cabine, di tipo idropneumatico [11].

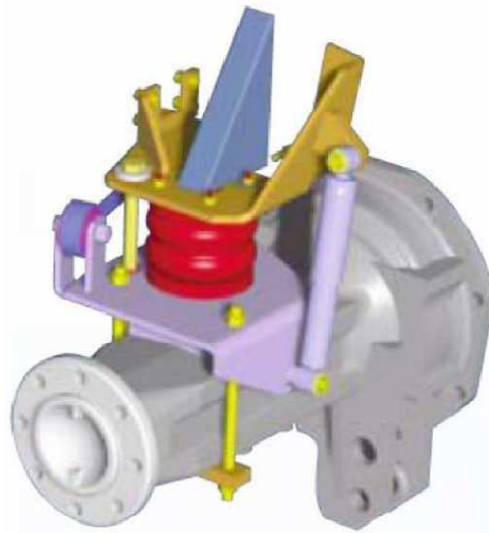


Figura 1.5- Meccanismo di sospensione attivo della cabina, Massey Ferguson.

Questo dispositivo permette di filtrare le oscillazioni a più bassa frequenza, più critiche per il comfort, ed ha anche la possibilità di essere regolato dall'operatore per quanto riguarda la rigidità.

Una soluzione simile è stata adottata da Fendt che, oltre ad uno stadio di sospensione meccanica della cabina (tramite silent block), utilizza una sospensione idropneumatica posteriore che permette di filtrare le vibrazioni in cabina ed anche di livellare la cassa nel caso ciò sia utile [12].

Sospensione asse anteriore

Un'altra soluzione che recentemente è stata studiata ed utilizzata dai principali costruttori di macchine agricole, riguarda la sospensione dell'anteriore della

trattrice, mediante uno stadio sospensivo che solitamente è costituito da cilindri idropneumatici.

Storicamente questa soluzione è stata adottata già negli anni '50, da alcuni costruttori tedeschi e dell'est europeo (Figura 1.6), dove le velocità raggiunte dai trattori erano già tali da richiedere accorgimenti di questo tipo [13].



Figura 1.6- Trattore anni '50 con assale anteriore sospeso con molle a doppia balestra (Steyer 180 A).

Recentemente è stata introdotta la sospensione dell'assale anteriore con una certa sistematicità, soprattutto sui modelli di alta gamma, che permette di migliorare il comfort in cabina riducendo l'entità delle vibrazioni a cui è sottoposto il trattore, mostra assoluti vantaggi sul moto stradale ad alta velocità e garantisce migliore trazione all'anteriore.

Un esempio schematico della struttura è riportato in Figura 1.7, dove si nota la presenza della sala anteriore, con la cerniera basculante e la presenza dei martinetti idraulici che garantiscono la sospensione dell'assale grazie al circuito idropneumatico ad essi collegato.

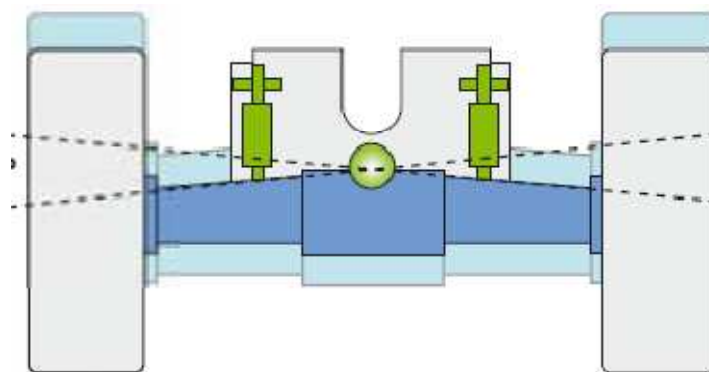


Figura 1.7- Schema assale anteriore sospeso.

Passando la ruota su un ostacolo, l'assale trasmette l'asperità ad una piastra oscillante (non visibile nello schema di Figura 1.7) che è collegata ai cilindri e che vi trasmette il movimento. Facendo riferimento allo schema di Figura 1.8, se le ruote subiscono uno scuotimento verticale, il supporto oscillante si muove in fase ad esse e va ad agire di conseguenza sui cilindri che ne attenuano gli effetti. L'utilizzo di cilindri idraulici è diffuso in quanto permette anche di eseguire eventuali regolazioni con una certa semplicità.

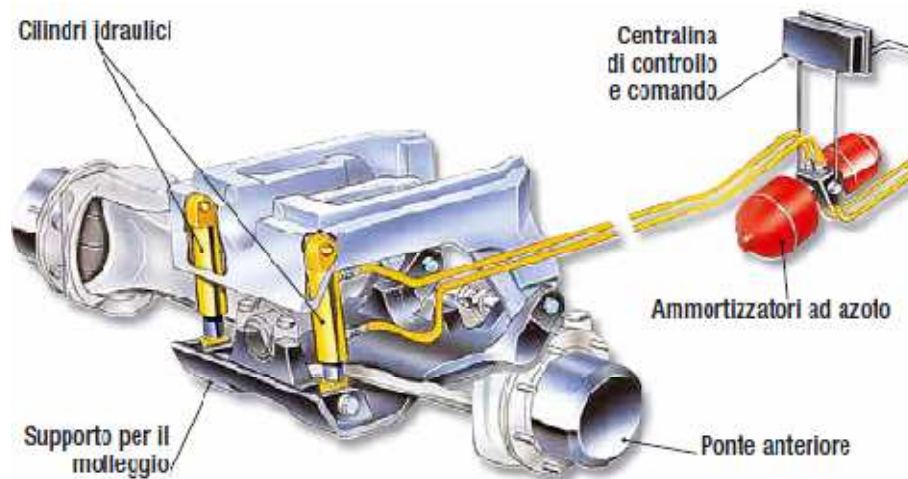


Figura 1.8- Assale sospeso del gruppo Same, gestito elettronicamente, autolivellante ed escludibile [13].

Per l'assale di Figura 1.8 le regolazioni necessarie avvengono in automatico. A sospensione disinserita dall'utente l'assale si abbassa completamente per basse velocità, mentre per loro valori superiori ad un certo limite si porta a metà altezza. A sospensione inserita, essa si disattiva automaticamente a velocità ridotte o a carichi molto elevati [13].

Un altro esempio di assale anteriore sospeso è riportato in Figura 1.9, realizzato ad opera della Fendt. Utilizza sempre due cilindri idraulici collegati ad un circuito idropneumatico. E' autolivellante ed ha un cilindro che agisce verticalmente, mentre un secondo al rollio.

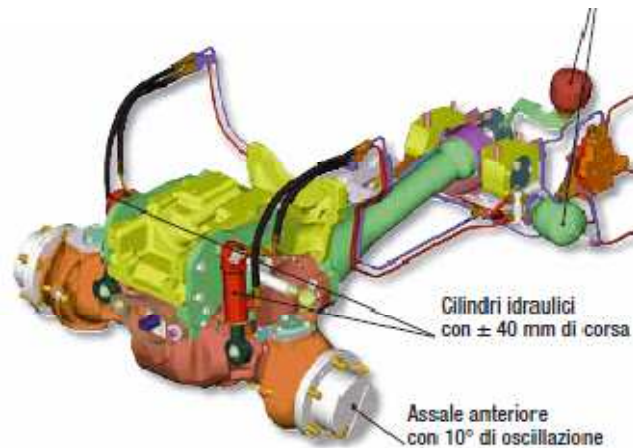


Figura 1.9- Assale anteriore sospeso autolivellante e con barra stabilizzatrice antirollio, Fendt.

Una soluzione particolare è invece stata implementata da Valtra, che ha adottato un ponte anteriore sospeso pneumaticamente, grazie all'utilizzo di molle ad aria disposte tra la piastra oscillante e la sala. Questa soluzione è rappresentata in Figura 1.10 e, rispetto alle altre viste, può essere disinserita solo manualmente e presenta degli ingombri maggiori, anche se ha la proprietà di lavorare meglio alle basse temperature rispetto alle sospensioni idropneumatiche [13].

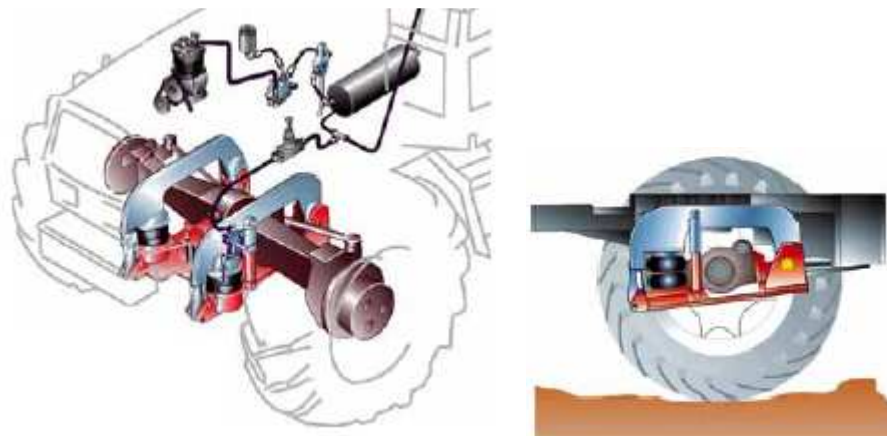


Figura 1.10- Assale sospeso pneumaticamente, Valtra.

Più recentemente sono state invece studiate soluzioni a ruote indipendenti, che montano per ogni ruota anteriore un sistema tipicamente a quadrilatero, munito di cilindro idraulico. Anche in questo caso, solitamente, i cilindri permettono la regolazione, manuale o automatica, dell'altezza dell'anteriore da terra. Inoltre è possibile bloccare le escursioni verticali dei cilindri, facendoli lavorare solo a rollio, ottenendo il comportamento della sala basculante. In alcuni casi il

bloccaggio, oltre che avvenire manualmente può essere automatico; per alte velocità di marcia viene attivata la sospensione verticale, viceversa alle basse.

Il vantaggio principale di montare sospensioni a ruote indipendenti sta nel loro limitato ingombro, che può essere sfruttato ad esempio anche per aumentare l'angolo di sterzata massimo delle ruote, e nel migliore comfort garantito.

I problemi riscontrati con questa tipologia di sospensioni sono strutturali e dovuti alle notevoli sollecitazioni alle quali sono sottoposte, essendo montate su una macchina agricola, che le rendono più adatte all'utilizzo su trattori di medio-piccola taglia.

Esempi di realizzazioni sono riportati in Figura 1.11, dove è schematizzato un assale John Deere a ruote indipendenti che sfrutta una geometria a quadrilatero e dei martinetti idraulici controllati, collegati ad un circuito idropneumatico. In Figura 1.12 è riportato un ponte anteriore sospeso della Fendt, dotato di doppi quadrilateri, che ha la caratteristica di richiedere una bassissima manutenzione e di reggere un carico verticale fino ad 8 tonnellate [13].



Figura 1.11- Assale a ruote indipendenti, John Deere ILS.

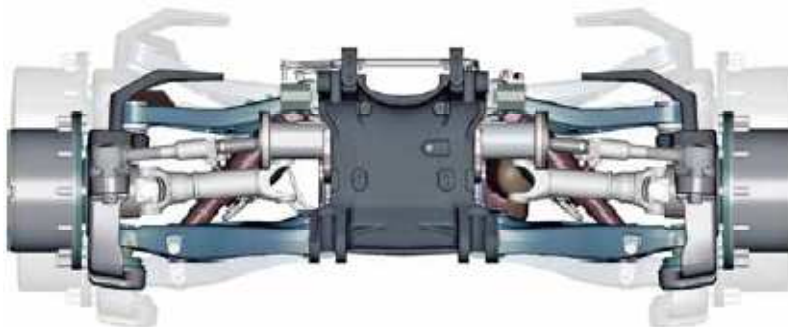


Figura 1.12- Ponte anteriore sospeso, Fendt.

1.2 - Sterzata trattrici

Nei trattori l'apparato di direzione è formato dallo sterzo e da una serie di comandi meccanici; tra questi, i più importanti sono:

- volante (o sterzo)
- scatola e braccio sterzo
- biella di direzione, generalmente unica ma in alcuni casi possono esserne installate due
- leva di comando
- asta di accoppiamento

Lo sterzo meccanico si compone di due parti: la prima, fissa, è l'assale anteriore, la seconda che invece è mobile, è formata da una coppia di leve e un'unica barra di accoppiamento. Tra i vari tipi di sterzo sono presenti quello "servoassistito", per il quale un cilindro idraulico messo in azione dal volante (attraverso un pompa servita da un serbatoio), aziona a sua volta le leve di comando.

Altra tipologia di sterzo è quello definito "idrostatico", composto da diversi organi (volante, scatola di distribuzione, pompa e al massimo due cilindri idraulici, serbatoio dell'olio), che basa il suo funzionamento sul volante, il quale direttamente comanda l'impianto idraulico che poi a sua volta regola il quadrilatero di sterzo [3].

Le capacità sterzanti per alcune tipologie di trattrici, che devono muoversi in ambienti ristretti come ad esempio all'interno dei filari di un frutteto, sono fondamentali e oggetto di studio sono gli accorgimenti che possono portare ad un loro miglioramento.

In generale il raggio di sterzata del veicolo è definito in prima analisi dal passo (meglio corto) e dall'angolo massimo di sterzata che le ruote anteriori riescono a raggiungere. Entrambi sono parametri su cui si può agire, ma la ricerca si è indirizzata verso un aumento del secondo. Principali ostacoli a questo obiettivo sono essenzialmente gli ingombri delle ruote anteriori e dei mozzi che le collegano alla sala.

Le dimensioni delle ruote all'anteriore, sebbene possano variare in un certo range, sono spesso legate alla tipologia di trazione che adotta il veicolo ed al fondo su cui si deve muovere. Una trattrice a trazione integrale infatti monta ruote con tasselli obliqui e di maggiore ingombro, mentre una a trazione posteriore può avere ruote più strette, come visibile in Figura 1.13. Ciò comporta in generale una maggiore capacità sterzante delle trattrici a trazione posteriore [14].



Figura 1.13- Pneumatici anteriori quattro ruote motrici (sinistra) e due ruote motrici (destra).

Essendo attualmente la grande maggioranza delle trattrici in commercio a quattro ruote motrici, la ricerca sta cercando di ridurre gli ingombri dell'assale anteriore, obiettivo che trova ostacolo nella sempre maggiore crescita di potenza delle trattrici.

In questo senso però, come già anticipato, l'adozione di un anteriore sospeso a ruote indipendenti può essere una soluzione interessante, soprattutto per le trattrici di media o piccola gamma.

Altre soluzioni riguardano invece delle modifiche apportate al tradizionale assale, come quella adottata da NewHolland e denominata "Supersteer" [15], che permette di raggiungere angoli di sterzata delle ruote anteriori fino a 70° , sfruttando la rotazione dalla sala stessa (si veda Figura 1.14).



Figura 1.14- Supersteer di New Holland, con assale sterzante.

Diverse ricerche invece sono andate nella direzione di modificare l'architettura della struttura stessa del trattore. Un esempio è il trattore "articolato" o snodato, che ha la cassa snodata grazie alla presenza di una cerniera centrale [16].

Sono infine adottate anche soluzioni con quattro ruote sterzanti, nelle quali anche le ruote posteriori sono in grado di sterzare, sebbene per angoli minori. Un esempio di questa tipologia di veicolo è la trattrice Fastrac della JCB [17].

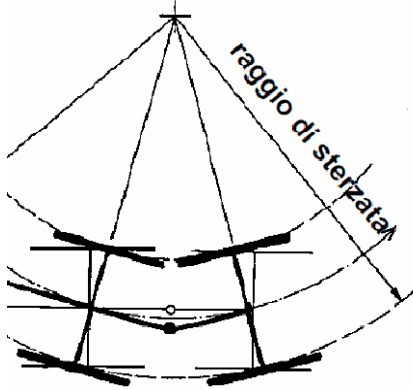


Figura 1.15- Sterzata con trattore articolata e trattore snodato John Deere 8640.

2. Analisi sospensioni idropneumatiche

Le sospensioni idropneumatiche sono le più comunemente utilizzate in ambito agricolo, in quanto la caratteristica ottenuta è caratterizzata da un aumento di rigidità più che lineare con l'escursione, che permette di ottenere buoni livelli di comfort, raggiungibili con basse rigidità, senza il bisogno di ricorrere a corse molto elevate del cilindro.

I costruttori di trattori adottano varie soluzioni a tal proposito; nel presente studio sarà analizzata una sospensione a quadrilatero montata su una trattore da frutteto SAME.

L'obiettivo è di ricavarne la caratteristica di rigidità a partire dai dati di targa del circuito e valutare l'effetto sulla stessa di una loro variazione. Quest'ultima analisi è fondamentale come ausilio di una futura progettazione del circuito, in quanto fornisce una indicazione sui parametri su cui agire.

Inoltre sarà costruito un modello numerico in Matlab – Simulink, con lo scopo di integrarlo in uno di veicolo completo già esistente.

2.1- Geometria sospensioni

La geometria delle sospensioni descrive un quadrilatero. Questa soluzione permette di ottenere una struttura snella e leggera, che rende le due ruote anteriori indipendenti, ovvero libere l'una dall'altra nell'effettuare spostamenti verticali [18].

Il vantaggio principale consiste nel limitato ingombro, che consente di aumentare l'angolo di sterzata massimo raggiungibile dalle ruote (rispetto alla classica soluzione in cui all'anteriore sia presente la sala basculante), a vantaggio della manovrabilità del veicolo, fondamentale per trattori da frutteto che tipicamente si muovono in filari stretti.

Una rappresentazione 2D delle sospensioni utilizzate è in Figura 2.1.

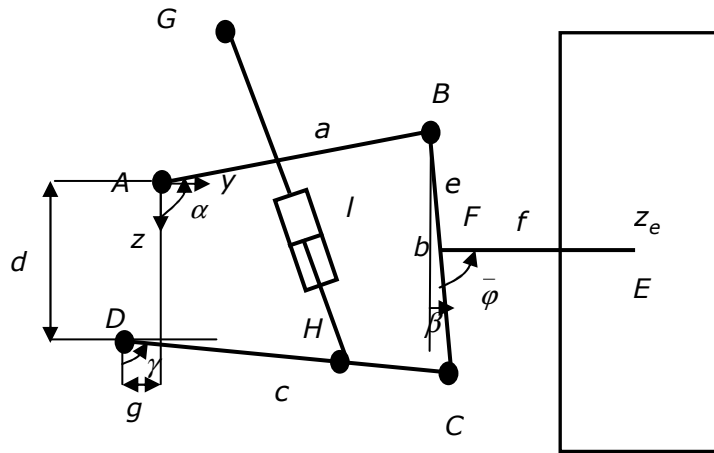


Figura 2.1- Geometria sospensione e grandezze cinematiche.

Come si può notare la geometria è molto semplice, si possono riconoscere i due braccetti superiore ed inferiore (lati AB e DC di lunghezza rispettivamente a , c), collegati al mozzo ruota (lato BC di lunghezza b) ed il cilindro idraulico (GC di lunghezza l), che agisce tra il braccetto inferiore e la cassa.

La geometria definita incide nel rapporto che si ha tra gli allungamenti del cilindro delle sospensioni e gli scuotimenti verticali delle ruote (rapporto cinematico $c_s = \frac{\partial L_{cil}}{\partial z_{ruota}}$) e quindi su rigidezza e smorzamento delle sospensioni, pensati ridotti a terra.

In generale un rapporto cinematico più elevato garantisce maggiore rigidezza rispetto agli scuotimenti degli pneumatici, in quanto si tende a far lavorare molto il cilindro, per contro ne fa necessitare dimensioni che riescano a supportare corse maggiori, quindi più elevate.

2.1.1- Definizione rapporto cinematico

Il legame tra le elongazioni del cilindro e l'escursione verticale della ruota è ricavabile da una analisi 2D delle sospensioni.

E' infatti possibile descrivere l'intera cinematica della sospensione tramite un'unica variabile, poiché essa non è altro che un sistema ad un grado di libertà considerando i vincoli quasi ideali (trascurando le elasticità che nella realtà hanno a causa del materiale elastico che li compone). La variabile scelta per semplicità sarà lo scuotimento verticale del centro ruota z_e .

Scrivendo le equazione di chiusura geometrica del quadrilatero (*,**) e quella che descrive la posizione z_e del centro ruota (***), riferendosi a Figura 2.1, si può, infatti, a partire dalla geometria in posizione centrata, definire la geometria

in qualsiasi altra condizione in funzione dell'altezza del centro ruota, ricavando gli angoli caratteristici α , β , γ e da questi la posizione di qualsiasi altro punto.

$$\begin{cases} a \cos \alpha + b \cos \beta - c \cos \gamma - d = 0 * \\ a \sin \alpha + b \sin \beta - c \sin \gamma + g = 0 ** \\ z_A + a \cos \alpha + e \cos \beta + f \cos \left(\beta + \bar{\varphi} \right) - z_e = 0 *** \end{cases}$$

In Figura 2.2 è riportato l'andamento della variazione di lunghezza del cilindro con l'escursione del centro ruota, in tutto il campo di variazione.

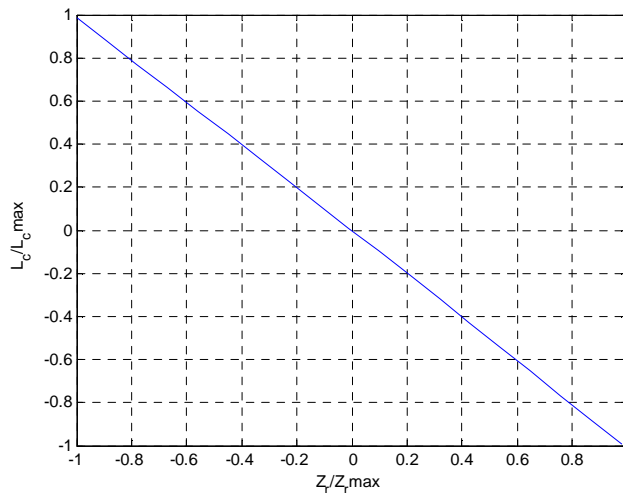


Figura 2.2- Rapporto cinematico sospensioni, adimensionalizzato.

Si può notare come il legame tra le due grandezze geometriche sia circa lineare. Questo rapporto, come detto, influisce sul valore della rigidità e dello smorzamento delle sospensioni ridotti a terra e può essere variato, se necessario, variando la geometria delle sospensioni, come ad esempio la posizione dei punti di attacco del cilindro a braccetto inferiore e cassa o quella del quadrilatero.

2.2 - Circuito idropneumatico e caratteristiche sospensioni

Come anticipato, le sospensioni montate sulla trattoria sono di tipo idropneumatico; esse utilizzano nello specifico l'olio come vettore di forze e spostamenti e l'azoto gassoso contenuto in serbatoi come elemento di rigidità.

Questa soluzione permette di ottenere una rigidezza che, a fronte di un rapporto geometrico pressoché lineare, cresce più che linearmente con gli scuotimenti delle ruote.

Le sospensioni sono costituite da cilindri a doppio effetto, le cui camere sono collegate con accumulatori idro-pneumatici che forniscono una rigidezza non infinita al sistema.

Data la tipologia di sospensioni, all'accensione del veicolo si rende necessaria la messa in pressione delle camere positive (dove non si ha la presenza dello stantuffo e che d'ora in poi verranno chiamate "piston") e negative (dove c'è la presenza dello stantuffo e che d'ora in poi verranno chiamate "rod"), che produce il livellamento delle sospensioni ad una quota desiderata, che corrisponde generalmente con la posizione dei due cilindri centrati. In questa fase la regolazione avviene tramite il controllo delle portate di olio entranti ed uscenti dalle camere e ciò è effettuato con uno stesso circuito per le camere piston e rod rispettivamente dei due cilindri.

Una volta terminata la regolazione, il circuito che precedentemente legava le camere piston dei cilindri di sinistra e destra viene diviso in due, rendendole indipendenti. Lo stesso non avviene per le camere rod, che quindi avranno pressioni dipendenti tra loro.

Variando in sostanza il circuito tra la fase di livellamento e quella di esercizio, si rende necessario uno studio di entrambe.

2.2.1- Studio e caratterizzazione del livellamento

Nella fase di livellamento, come accennato precedentemente, si deve portare il livello delle sospensioni ad essere pari a quello desiderato. Questo processo è effettuato andando ad inserire o estrarre olio dalle camere dei cilindri, variandone di conseguenza la pressione e, per la lentezza con cui avviene, può essere considerato isoterma [19], [20].

I livelli di pressione raggiunti in ciascuna camera, a livellamento effettuato, dipenderanno essenzialmente da due fattori: il carico gravante sulle sospensioni e la logica di controllo della pressione relativa tra le camere.

Questo perché, dato un carico gravante, dipendente ad esempio dalla tipologia di veicolo, dalla sua posizione nello spazio o dalla configurazione che l'operatore adotta, deve essere raggiunto un equilibrio di forze che consenta alla trattrice di stare in equilibrio.

Tale condizione però, essendo i cilindri a doppio effetto, potrà essere raggiunta con infinite combinazioni di pressione tra le camere piston e rod, e ciò impone di fissare una regola di variazione relativa della pressione delle due camere di uno stesso cilindro.

Nel particolare viene fissata la pressione del lato rod in funzione di quella presente nel piston. Se la pressione della camera piston è inferiore ad un certo

valore P_{cl_max} quella della rod è mantenuta costante e pari ad un valore preimpostato P_{rL_max} .

Nel caso invece in cui la pressione della camera piston sia maggiore di una soglia P_{cl_min} quella della rod sarà controllata pari a P_{rL_min} .

Dato che $P_{cl_max} < P_{cl_min}$ si avrà un campo di pressioni nella camera piston, intermedie alle due, in cui quella della camera rod potrà variare tra i due livelli impostati precedentemente e la pressione alla quale si porterà dipenderà dall'equilibrio della trattrice.

In questa situazione una buona approssimazione del comportamento reale è pensare che la pressione della camera rod vari linearmente tra i due valori P_{rL_min} e P_{rL_max} al variare della pressione della camera piston:

$$P_{rL} = \frac{P_{pis} - P_{cl_min}}{P_{cl_min} - P_{cl_max}} \cdot (P_{rL_max} - P_{rL_min}) + P_{rL_min} \quad 2.1$$

Dove P_{pis} è la pressione presente nelle camere piston.

Così facendo il controllo della pressione in camera rod la farà variare linearmente e quella della camera piston si adeguerà via via per garantire l'equilibrio dei carichi agenti. Volendo riassumere la logica di controllo della pressione della camera negativa si faccia riferimento allo schema di Figura 2.3.

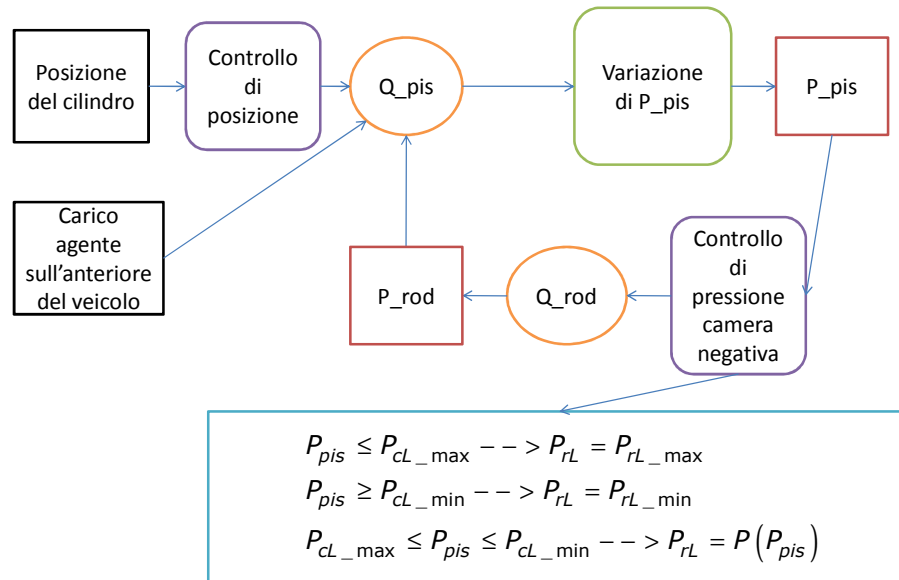


Figura 2.3- Logica di controllo nel livellamento.

Andando a variare i carichi agenti sull'anteriore del veicolo si possono valutare le pressioni nelle camere piston e rod che vengono raggiunte all'equilibrio.

Definita la logica di controllo è possibile infatti, senza conoscere il circuito idraulico preposto al livellamento, risalire alle pressioni che a vari carichi ci saranno nei cilindri alla fine di tale processo, grazie alla geometria delle sospensioni.

Chiamato M_a il carico globale che agisce all'anteriore della trattrice, quello che dovranno bilanciare le sospensioni è pari a:

$$M_s = M_a - m_{ns} \quad 2.2$$

Dove m_{ns} rappresenta le masse non sospese, comprendenti le ruote anteriori, i mozzi e approssimativamente 1/3 della massa dei braccetti delle sospensioni. Definita la massa sospesa M_s , dall'equilibrio, considerando il livellamento in piano, si ottiene:

$$\begin{cases} M_s g = c_s \cdot (A_c (P_{sL} + P_{dL}) - 2A_r \bar{P}_{rL}) \\ P_{sL} = P_{dL} = P_{cL} \end{cases} \Rightarrow P_{cl} = \frac{\frac{M_s g}{c_s} + 2A_r \bar{P}_{rL}}{2A_c} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow P_{cl} = \frac{M_s g + 2A_r \bar{P}_{rL} c_s}{2A_c c_s} \quad 2.3$$

Dove c_s è il rapporto cinematico delle sospensioni, ipotizzato costante e definito dalla geometria della sospensione. Come già visto, l'ipotesi di considerare costante questo rapporto, oltre che utile alla semplificazione del problema, è anche ben verificata dall'analisi cinematica riportata in Figura 2.2.

I termini P_{sL} e P_{dL} rappresentano le pressioni al livellamento che si hanno nei cilindri, lato piston, sinistro e destro che, essendo uguali livellando in piano, possono essere espresse con un'unica grandezza P_{cL} .

L'andamento delle pressioni dei cilindri al livellamento è riportato, in funzione del carico anteriore, in Figura 2.4.

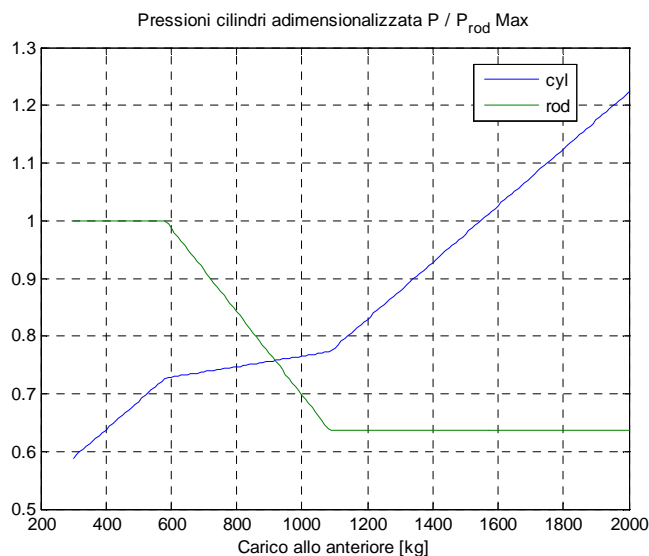


Figura 2.4- Pressioni lato rod e piston al livellamento, adimensionalizzate.

Si notano i livelli di carico ai quali la pressione del lato rod viene tenuta costante ed un range di carichi intermedi dove viene fatta variare con continuità dal controllo. La pressione del lato Piston, ovviamente, all'aumentare del carico verticale aumenta. L'abbassamento della pressione al lato rod permette però di mantenerla sempre entro valori contenuti.

Ciò è importante perché se ci avvicinassimo troppo al valore di pressione limite tollerato dalla membrana dell'accumulatore già al livellamento, le variazioni dinamiche di pressione che si hanno in esercizio comporterebbero facilmente un suo raggiungimento e quindi il danneggiamento della membrana e l'entrata in funzione del limitatore di pressione, che farebbe perdere caratteristiche elastiche alla sospensione.

La definizione delle pressioni al livellamento non è ovviamente un esercizio di caratterizzazione fine a se stesso, ma è importante in quanto i livelli raggiunti indicano lo stato di compressione del gas contenuto negli accumulatori prima che la trattrice entri in esercizio e forniscono le condizioni iniziali del fluido.

2.2.2- Studio e caratterizzazione sospensioni in esercizio

La caratterizzazione del circuito e delle sospensioni in esercizio non può che passare attraverso una analisi dello stesso.

Una rappresentazione qualitativa del circuito idropneumatico delle sospensioni "attivo" durante il moto della trattrice è rappresentata in Figura 2.5, mentre durante la fase di livellamento, a trattrice ferma, esso varia leggermente grazie all'utilizzo di apposite valvole oleodinamiche che ne cambiano la conformazione e che permettono la regolazione dello stato dei cilindri.

La configurazione riportata è relativa dunque al circuito dopo l'avvenuto livellamento delle sospensioni, dopo ovvero che le stesse sono state portate in posizione centrata, con dei valori di pressione nelle camere il cui valore relativo dipende sostanzialmente, fissata la geometria, dagli equilibri di carichi come già visto.

Si possono distinguere le componenti fondamentali, quali i due cilindri idraulici, tre accumulatori contenenti gas in pressione e sei strozzature che provocano perdite di carico, delle quali due controllabili.

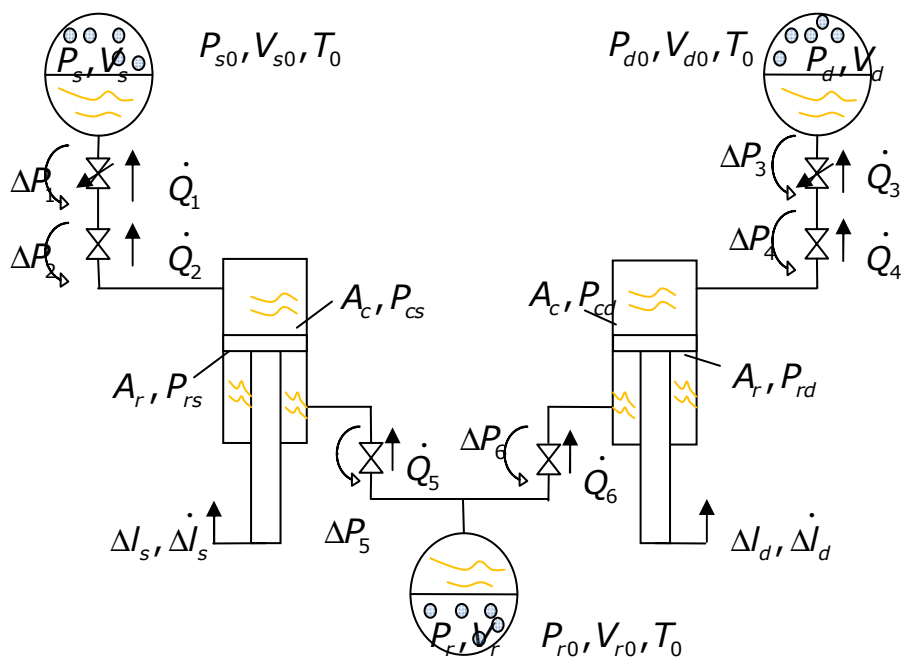


Figura 2.5- Schematizzazione qualitativa circuito idropneumatico.

Si noti in particolare, come già accennato, che le camere rod dei cilindri sono collegate tra loro, mentre le piston sono indipendenti.

In figura sono riportati anche i parametri fondamentali che caratterizzano il circuito e ne definiscono le caratteristiche, che sono di tipo geometrico:

- Aree cilindri
- Corsa massima dei cilindri
- Volumi degli accumulatori

E di tipo termodinamico:

- Pressioni, volumi e temperature dei gas negli accumulatori
- Pressioni di riempimento degli accumulatori

- Temperatura di riempimento degli accumulatori

Non ultimi in importanza sono le tipologie di olio ed i gas utilizzati.

Nella seguente trattazione, riguardante il circuito idraulico della trattrice durante il moto dunque, si fa riferimento alla schematizzazione di Figura 2.5.

Negli accumulatori si ha, per il gas contenuto, che il volume risulta ad un tempo t_1 generico essere pari a:

$$\begin{cases} V_s = V_{sL} + \int_{t_0}^{t_1} \frac{dV_s}{dt} dt \\ V_d = V_{dL} + \int_{t_0}^{t_1} \frac{dV_d}{dt} dt \\ V_r = V_{rL} + \int_{t_0}^{t_1} \frac{dV_r}{dt} dt \end{cases} \quad 2.4$$

Dove V_{sL}, V_{dL}, V_{rL} sono i volumi di gas presenti negli accumulatori a fine livellamento, mentre le loro variazioni, considerando l'olio come fluido incomprimibile, possono essere descritte in funzione delle portate:

$$\begin{cases} \frac{dV_s}{dt} = -\dot{Q}_1 \\ \frac{dV_d}{dt} = -\dot{Q}_3 \\ \frac{dV_r}{dt} = \dot{Q}_5 + \dot{Q}_6 \end{cases} \quad 2.5$$

Dove le portate $\dot{Q}_1, \dot{Q}_3, \dot{Q}_5, \dot{Q}_6$ hanno direzione positiva con la convenzione rappresentata in Figura 2.5 ed i volumi riportati rappresentano rispettivamente quelli di gas contenuti nell'accumulatore di destra, di sinistra e quello del lato "rod". Considerando come variabili indipendenti gli spostamenti degli stantuffi dei cilindri e trascurando le perdite di trafilamento nel sistema le portate divengono:

$$\begin{cases} \dot{Q}_1 = \dot{Q}_2 = A_c \cdot \dot{\Delta I}_s \\ \dot{Q}_3 = \dot{Q}_4 = A_c \cdot \dot{\Delta I}_d \\ \dot{Q}_5 = A_r \cdot \dot{\Delta I}_s \\ \dot{Q}_6 = A_r \cdot \dot{\Delta I}_d \end{cases} \quad 2.6$$

Dove A_c, A_r sono le aree dei cilindri rispettivamente nelle camere piston e rod. Descritti i legami di conservazione della massa si possono ora caratterizzare le pressioni che si hanno nelle camere dei cilindri in funzione di quelle presenti negli accumulatori, tenendo conto delle perdite concentrate che si hanno lungo il circuito:

$$\begin{cases} P_{cs} = P_s + \Delta P_1 + \Delta P_2 \\ P_{rs} = P_r - \Delta P_5 \\ P_{cd} = P_d + \Delta P_3 + \Delta P_4 \\ P_{rd} = P_r - \Delta P_6 \end{cases} \quad 2.7$$

Dove si trascurano le perdite distribuite lungo il circuito e si descrivono solo quelle relative alle strozzature rappresentate in Figura 2.5, che saranno in generale funzione della portata e del numero di Raynolds [3],[19].

Quest'ultima è una approssimazione possibile in quanto le perdite concentrate sono nettamente predominanti rispetto alle distribuite, poiché il circuito non presenta condotti di lunghezza molto estesa.

Descritte le pressioni e le portate nel sistema, si può procedere alla definizione delle forze che sviluppano il cilindro sinistro e destro che, tenendo conto della 2.7 risultano:

$$\begin{aligned} & \begin{cases} F_s = P_{cs} A_c - P_{rs} A_r \\ F_d = P_{cd} A_c - P_{rd} A_r \end{cases} \Rightarrow \\ & \Rightarrow \begin{cases} F_s = A_c (P_s + \Delta P_1 + \Delta P_2) - A_r (P_r - \Delta P_5) \\ F_d = A_c (P_d + \Delta P_3 + \Delta P_4) - A_r (P_r - \Delta P_6) \end{cases} \quad 2.8 \end{aligned}$$

Considerando il fluido gassoso contenuto negli accumulatori soggetto ad una trasformazione adiabatica ($k=1.4$), la sua pressione può essere espressa a partire da quella di fine livellamento, come:

$$P_i V_i^k = P_{iL} V_{iL}^k \Rightarrow P_i = P_{iL} \left(\frac{V_{iL}}{V_i} \right)^k \quad 2.9$$

Questa è una ipotesi che si avvicina molto alla realtà, qualora le trasformazioni siano abbastanza veloci, da non permettere uno scambio di calore importante verso l'esterno, condizione che in esercizio è ben verificata [19].

La 2.8 diviene così:

$$\begin{cases} F_s = A_c \left(P_{sL} \left(\frac{V_{sL}}{V_s} \right)^k + \Delta P_1 + \Delta P_2 \right) - A_r \left(P_{rL} \left(\frac{V_{rL}}{V_r} \right)^k - \Delta P_5 \right) \\ F_d = A_c \left(P_{dL} \left(\frac{V_{dL}}{V_d} \right)^k + \Delta P_3 + \Delta P_4 \right) - A_r \left(P_{rL} \left(\frac{V_{rL}}{V_r} \right)^k - \Delta P_6 \right) \end{cases} \quad 2.10$$

Considerando le equazioni 2.4, 2.5 e 2.6 si possono definire i volumi di gas negli accumulatori in funzione delle portate:

$$\begin{cases} V_s = V_{sL} + \int_{t_0}^{t_1} \frac{dV_s}{dt} dt = V_{sL} + \int_{t_0}^{t_1} -\dot{Q}_1 dt = V_{sL} + \int_{t_0}^{t_1} -A_c \cdot \dot{\Delta l}_s dt \\ V_d = V_{dL} + \int_{t_0}^{t_1} \frac{dV_d}{dt} dt = V_{dL} + \int_{t_0}^{t_1} -\dot{Q}_3 dt = V_{dL} + \int_{t_0}^{t_1} -A_c \cdot \dot{\Delta l}_d dt \\ V_r = V_{rL} + \int_{t_0}^{t_1} \frac{dV_r}{dt} dt = V_{rL} + \int_{t_0}^{t_1} \dot{Q}_5 + \dot{Q}_6 dt = V_{rL} + \int_{t_0}^{t_1} A_r \cdot (\dot{\Delta l}_s + \dot{\Delta l}_d) dt \end{cases} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \begin{cases} V_s = V_{sL} - A_c \cdot \Delta l_s \\ V_d = V_{dL} - A_c \cdot \Delta l_d \\ V_r = V_{rL} + A_r \cdot (\Delta l_s + \Delta l_d) \end{cases} \quad 2.11$$

L'equazione 2.10 diviene quindi:

$$\begin{cases} F_s = A_c \left(P_{sL} \left(\frac{V_{sL}}{V_{sL} - \Delta l_s A_c} \right)^k + \Delta P_1 + \Delta P_2 \right) - A_r \left(P_{rL} \left(\frac{V_{rL}}{V_{rL} + (\Delta l_s + \Delta l_d) A_r} \right)^k - \Delta P_5 \right) \\ F_d = A_c \left(P_{dL} \left(\frac{V_{dL}}{V_{dL} - \Delta l_d A_c} \right)^k + \Delta P_3 + \Delta P_4 \right) - A_r \left(P_{rL} \left(\frac{V_{rL}}{V_{rL} + (\Delta l_s + \Delta l_d) A_r} \right)^k - \Delta P_6 \right) \end{cases} \quad 2.12$$

Considerando ora il livellamento della trattrice, esso avverrà lentamente e la trasformazione termodinamica che subisce il gas negli accumulatori può essere considerata come isoterma [19] alla temperatura di esercizio della trattrice, pari a T_1 . Detto ciò le grandezze di fine livellamento possono essere definite in funzione di quelle presenti al suo inizio ed in particolare si ha che:

$$P_{i1}V_{i1} = P_{iL}V_{iL} \Rightarrow V_{iL} = V_{i1} \frac{P_{i1}}{P_{iL}} \quad 2.13$$

Dove “i” rappresenta il generico accumulatore, “1” la condizione di inizio livellamento ed “L” quella di fine livellamento.

Sostituendo l'equazione 2.13 nella 2.12 si ottiene:

$$\left\{ \begin{array}{l} F_s = A_c \left(P_{sL} \left(\frac{V_{s1} \frac{P_{s1}}{P_{sL}}}{V_{s1} \frac{P_{s1}}{P_{sL}} - \Delta V_s A_c} \right)^k + \Delta P_1 + \Delta P_2 \right) - A_r \left(P_{rL} \left(\frac{V_{r1} \frac{P_{r1}}{P_{rL}}}{V_{r1} \frac{P_{r1}}{P_{rL}} + (\Delta V_s + \Delta V_d) A_r} \right)^k - \Delta P_5 \right) \\ F_d = A_c \left(P_{dL} \left(\frac{V_{d1} \frac{P_{d1}}{P_{dL}}}{V_{d1} \frac{P_{d1}}{P_{dL}} - \Delta V_d A_c} \right)^k + \Delta P_3 + \Delta P_4 \right) - A_r \left(P_{rL} \left(\frac{V_{r1} \frac{P_{r1}}{P_{rL}}}{V_{r1} \frac{P_{r1}}{P_{rL}} + (\Delta V_s + \Delta V_d) A_r} \right)^k - \Delta P_6 \right) \end{array} \right\} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \left\{ \begin{array}{l} F_s = A_c \left(P_{sL} \left(\frac{P_{s1} V_{s1}}{P_{s1} V_{s1} - P_{sL} \Delta V_s A_c} \right)^k + \Delta P_1 + \Delta P_2 \right) - A_r \left(P_{rL} \left(\frac{P_{r1} V_{r1}}{P_{r1} V_{r1} + P_{rL} (\Delta V_s + \Delta V_d) A_r} \right)^k - \Delta P_5 \right) \\ F_d = A_c \left(P_{dL} \left(\frac{P_{d1} V_{d1}}{P_{d1} V_{d1} - P_{dL} \Delta V_d A_c} \right)^k + \Delta P_3 + \Delta P_4 \right) - A_r \left(P_{rL} \left(\frac{P_{r1} V_{r1}}{P_{r1} V_{r1} + P_{rL} (\Delta V_s + \Delta V_d) A_r} \right)^k - \Delta P_6 \right) \end{array} \right\} \quad 2.14$$

Per definire il legame tra le forze dei cilindri ed i parametri iniziali degli accumulatori occorre introdurre i valori di pressione, volume e temperatura di riempimento. Essi infatti vengono precaricati di gas in determinate condizioni, in generale diverse da quelle in cui poi si trovano ad essere utilizzati, nel caso in esame ad inizio livellamento.

In particolare dai dati di targa degli accumulatori si evince che la temperatura alla quale vengono caricati T_0 è diversa dalla T_1 di esercizio stimata, mentre i volumi di gas contenuti rimangono gli stessi; si considera perciò una trasformazione isocora del gas [19], tale che:

$$\begin{cases} V_{i1} = V_{i0} \\ \frac{P_{i0}}{T_{i0}} = \frac{P_{i1}}{T_{i1}} \end{cases} \quad 2.15$$

Dove il pedice "0" indica la condizione di caricamento dell'accumulatore; le forze considerando la 2.15 divengono:

$$\begin{aligned} & \left\{ \begin{aligned} F_s &= A_c \left(P_{sl} \left(\frac{P_{s0} \frac{T_{s1}}{T_{s0}} V_{s1}}{P_{s0} \frac{T_{s1}}{T_{s0}} V_{s1} - P_{sl} \Delta_s A_c} \right)^k + \Delta P_1 + \Delta P_2 \right) - A_r \left(P_{rl} \left(\frac{P_{r0} \frac{T_{r1}}{T_{r0}} V_{r1}}{P_{r0} \frac{T_{r1}}{T_{r0}} V_{r1} + P_{rl} (\Delta_s + \Delta_d) A_r} \right)^k - \Delta P_5 \right) \\ F_d &= A_c \left(P_{dl} \left(\frac{P_{d0} \frac{T_{d1}}{T_{d0}} V_{d1}}{P_{d0} \frac{T_{d1}}{T_{d0}} V_{d1} - P_{dl} \Delta_d A_c} \right)^k + \Delta P_3 + \Delta P_4 \right) - A_r \left(P_{rl} \left(\frac{P_{r0} \frac{T_{r1}}{T_{r0}} V_{r1}}{P_{r0} \frac{T_{r1}}{T_{r0}} V_{r1} + P_{rl} (\Delta_s + \Delta_d) A_r} \right)^k - \Delta P_6 \right) \end{aligned} \right\} \Rightarrow \\ & \Rightarrow \left\{ \begin{aligned} F_s &= A_c \left(P_{sl} \left(\frac{P_{s0} T_{s1} V_{s0}}{P_{s0} T_{s1} V_{s0} - P_{sl} T_{s0} \Delta_s A_c} \right)^k + \Delta P_1 + \Delta P_2 \right) - A_r \left(P_{rl} \left(\frac{P_{r0} T_{r1} V_{r0}}{P_{r0} T_{r1} V_{r0} + P_{rl} T_{r0} (\Delta_s + \Delta_d) A_r} \right)^k - \Delta P_5 \right) \\ F_d &= A_c \left(P_{dl} \left(\frac{P_{d0} T_{d1} V_{d0}}{P_{d0} T_{d1} V_{d0} - P_{dl} T_{d0} \Delta_d A_c} \right)^k + \Delta P_3 + \Delta P_4 \right) - A_r \left(P_{rl} \left(\frac{P_{r0} T_{r1} V_{r0}}{P_{r0} T_{r1} V_{r0} + P_{rl} T_{r0} (\Delta_s + \Delta_d) A_r} \right)^k - \Delta P_6 \right) \end{aligned} \right\} \end{aligned} \quad 2.16$$

A questo punto occorre definire in altro modo alcune grandezze presenti nell'espressione delle forze, che possono essere, o legate ad altri parametri fisici fondamentali del problema, o fissate ad un valore noto.

Il primo è il caso della pressione a fine livellamento dei due accumulatori del lato piston che, fissata la P_{rl} , dipenderà dal carico gravante sull'anteriore del veicolo, in quanto dovrà garantire l'equilibrio dei carichi verticali ad un livello dello stantuffo pari alla posizione centrata.

Come già visto essa è esprimibile come:

$$P_{cl} = \frac{M_s g + 2A_r \bar{P}_{rl} c_s}{2A_c c_s} \quad 2.17$$

Dove c_s è il rapporto cinematico delle sospensioni.

Il secondo è il caso della pressione a fine livellamento nell'accumulatore lato rod, che viene controllata e tenuta pari ad un valore prestabilito:

$$P_{rl} = \bar{P}_{rl} \quad 2.18$$

Sostituendo le equazioni 2.17 e 2.18 nel sistema 2.16 si ottiene:

$$\left\{ \begin{array}{l} F_s = A_c \left(\frac{M_s g + 2A_r \bar{P}_{rl} C_s}{2A_c C_s} \left(\frac{P_{s0} T_{s1} V_{s0}}{P_{s0} T_{s1} V_{s0} - \frac{M_s g + 2A_r \bar{P}_{rl} C_s}{2A_c C_s} T_{s0} \Delta l_s A_c} \right)^k + \Delta P_1 + \Delta P_2 \right) + \\ -A_r \left(P_{rl} \left(\frac{P_{r0} T_{r1} V_{r0}}{P_{r0} T_{r1} V_{r0} + \bar{P}_{rl} T_{r0} (\Delta l_s + \Delta l_d) A_r} \right)^k - \Delta P_5 \right) \\ F_d = A_c \left(\frac{M_s g + 2A_r \bar{P}_{rl} C_s}{2A_c C_s} \left(\frac{P_{d0} T_{d1} V_{d0}}{P_{d0} T_{d1} V_{d0} - \frac{M_s g + 2A_r \bar{P}_{rl} C_s}{2A_c C_s} T_{d0} \Delta l_d A_c} \right)^k + \Delta P_3 + \Delta P_4 \right) + \\ -A_r \left(P_{rl} \left(\frac{P_{r0} T_{r1} V_{r0}}{P_{r0} T_{r1} V_{r0} + \bar{P}_{rl} T_{r0} (\Delta l_s + \Delta l_d) A_r} \right)^k - \Delta P_6 \right) \end{array} \right. \quad 2.19$$

Volendo ora il legame tra le forze dei cilindri e gli spostamenti a terra si introduce la relazione precedentemente descritta tra i due:

$$\Delta l_i = z_i C_s \quad 2.20$$

Dove "i" sta a rappresentare il lato destro o sinistro a cui ci si riferisce e si ottiene:

$$\left. \begin{aligned}
 F_s &= A_c \left(\frac{M_s g + 2A_r \bar{P}_{rL} C_s}{2A_c C_s} \left(\frac{P_{s0} T_{s1} V_{s0}}{P_{s0} T_{s1} V_{s0} - \frac{M_s g + 2A_r \bar{P}_{rL} C_s}{2A_c C_s} T_{s0} A_c C_s Z_s} \right)^k + \Delta P_1 + \Delta P_2 \right) + \\
 &- A_r \left(P_{rL} \left(\frac{P_{r0} T_{r1} V_{r0}}{P_{r0} T_{r1} V_{r0} + \bar{P}_{rL} T_{r0} (C_s Z_s + C_s Z_d)} A_r \right)^k - \Delta P_5 \right) \\
 F_d &= A_c \left(\frac{M_s g + 2A_r \bar{P}_{rL} C_s}{2A_c C_s} \left(\frac{P_{d0} T_{d1} V_{d0}}{P_{d0} T_{d1} V_{d0} - \frac{M_s g + 2A_r \bar{P}_{rL} C_s}{2A_c C_s} T_{d0} A_c C_s Z_d} \right)^k + \Delta P_3 + \Delta P_4 \right) + \\
 &- A_r \left(P_{rL} \left(\frac{P_{r0} T_{r1} V_{r0}}{P_{r0} T_{r1} V_{r0} + \bar{P}_{rL} T_{r0} (C_s Z_s + C_s Z_d)} A_r \right)^k - \Delta P_6 \right)
 \end{aligned} \right\} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \left. \begin{aligned}
 F_s &= A_c \left(\frac{M_s g + 2A_r \bar{P}_{rL} C_s}{2A_c C_s} \left(\frac{2P_{s0} T_{s1} V_{s0}}{2P_{s0} T_{s1} V_{s0} - (M_s g + 2A_r \bar{P}_{rL} C_s) T_{s0} Z_s} \right)^k + \Delta P_1 + \Delta P_2 \right) + \\
 &- A_r \left(P_{rL} \left(\frac{P_{r0} T_{r1} V_{r0}}{P_{r0} T_{r1} V_{r0} + \bar{P}_{rL} T_{r0} C_s (Z_s + Z_d)} A_r \right)^k - \Delta P_5 \right) \\
 F_d &= A_c \left(\frac{M_s g + 2A_r \bar{P}_{rL} C_s}{2A_c C_s} \left(\frac{2P_{d0} T_{d1} V_{d0}}{2P_{d0} T_{d1} V_{d0} - (M_s g + 2A_r \bar{P}_{rL} C_s) T_{d0} Z_d} \right)^k + \Delta P_3 + \Delta P_4 \right) + \\
 &- A_r \left(P_{rL} \left(\frac{P_{r0} T_{r1} V_{r0}}{P_{r0} T_{r1} V_{r0} + \bar{P}_{rL} T_{r0} C_s (Z_s + Z_d)} A_r \right)^k - \Delta P_6 \right)
 \end{aligned} \right\}$$

2.21

Le forze verticali riportate ai mozzi sono valutabili moltiplicando quelle allo stelo del cilindro per il fattore c_s . Considerando inoltre che per tutti gli accumulatori le temperatura di riempimento e di esercizio sono uguali (T_0, T_1), come è uguale la pressione di caricamento tra accumulatori destro e sinistro (P_{c0}) si ottiene:

$$\left\{ \begin{array}{l}
 F_s = A_c \left(\frac{M_s g + 2A_r \bar{P}_{rL} c_s}{2A_c c_s} \left(\frac{2P_{co} T_1 V_{c0}}{2P_{co} T_1 V_{c0} - (M_s g + 2A_r \bar{P}_{rL} c_s) T_0 z_s} \right)^k + \Delta P_1 + \Delta P_2 \right) + \\
 -A_r \left(P_{rL} \left(\frac{P_{ro} T_{r1} V_{r0}}{P_{co} T_1 V_{r0} + \bar{P}_{rL} T_0 c_s (z_s + z_d) A_r} \right)^k - \Delta P_5 \right) \\
 F_d = A_c \left(\frac{M_s g + 2A_r \bar{P}_{rL} c_s}{2A_c c_s} \left(\frac{2P_{co} T_1 V_{c0}}{2P_{co} T_1 V_{c0} - (M_s g + 2A_r \bar{P}_{rL} c_s) T_0 z_d} \right)^k + \Delta P_3 + \Delta P_4 \right) + \\
 -A_r \left(P_{rL} \left(\frac{P_{ro} T_{r1} V_{r0}}{P_{co} T_1 V_{r0} + \bar{P}_{rL} T_0 c_s (z_s + z_d) A_r} \right)^k - \Delta P_6 \right)
 \end{array} \right. \quad 2.22$$

Per semplicità di espressione si definiscano ora delle costanti che raggruppino dei termini:

$$\begin{aligned}
 A_1 &= M_s g + 2A_r \bar{P}_{rL} c_s \\
 A_2 &= 2P_{co} T_1 V_{c0} \\
 A_3 &= P_{ro} T_1 V_{r0} \\
 A_4 &= \bar{P}_{rL} T_0 c_s A_r
 \end{aligned}$$

E sostituendole nella 2.22 si ottengono delle forze verticali ai mozzi delle ruote pari a:

$$\left\{ \begin{array}{l}
 F_{zs} = c_s \left[A_c \left(\frac{A_1}{2A_c c_s} \left(\frac{A_2}{A_2 - A_1 T_0 z_s} \right)^k + \Delta P_1 + \Delta P_2 \right) - A_r \left(\bar{P}_{rL} \left(\frac{A_3}{A_3 + A_4 (z_s + z_d)} \right)^k - \Delta P_5 \right) \right] \\
 F_{zd} = c_s \left[A_c \left(\frac{A_1}{2A_c c_s} \left(\frac{A_2}{A_2 - A_1 T_0 z_d} \right)^k + \Delta P_3 + \Delta P_4 \right) - A_r \left(\bar{P}_{rL} \left(\frac{A_3}{A_3 + A_4 (z_s + z_d)} \right)^k - \Delta P_6 \right) \right]
 \end{array} \right. \quad 2.23$$

Le forze generate dai cilindri e dovute a spostamenti verticali dei mozzi delle ruote, riportate ai mozzi, hanno dunque espressione complessa e risultano essere funzione di alcuni parametri fondamentali del circuito idraulico, ma anche della trattrice, tramite la geometria delle sospensioni e la posizione del baricentro (carico anteriore).

2.2.3- Rigidezza sospensioni

Definite le forze che caratterizzano le sospensioni in funzione degli spostamenti verticali del mozzo ruota, è possibile andare a stimare la rigidezza delle stesse. Le due principali rigidezze che si possono individuare sono quella verticale, in cui gli spostamenti imposti ai mozzi destro e sinistro sono in fase, e quella relativa ai moti di rollio, in cui invece gli spostamenti ai mozzi sono in controfase.

Per la rigidezza verticale si ha dunque che:

$$z_s = z_d = z \quad 2.24$$

Le espressioni delle forze, alla luce della 2.24, divengono:

$$\begin{cases} F_{zs} = c_s \left[A_c \left(\frac{A_1}{2A_c c_s} \left(\frac{A_2}{A_2 - A_1 T_0 z} \right)^k + \Delta P_1 + \Delta P_2 \right) - A_r \left(\bar{P}_{rL} \left(\frac{A_3}{A_3 + 2A_4 z} \right)^k - \Delta P_5 \right) \right] \\ F_{zd} = c_s \left[A_c \left(\frac{A_1}{2A_c c_s} \left(\frac{A_2}{A_2 - A_1 T_0 z} \right)^k + \Delta P_3 + \Delta P_4 \right) - A_r \left(\bar{P}_{rL} \left(\frac{A_3}{A_3 + 2A_4 z} \right)^k - \Delta P_6 \right) \right] \end{cases} \quad 2.25$$

La rigidezza verticale globale a terra risulterà essere:

$$\begin{aligned} k_z &= \frac{\partial(F_{zs} + F_{zd})}{\partial z} = \\ &= \frac{\partial}{\partial z} \left[c_s \left[2A_c \left(\frac{A_1}{2A_c c_s} \left(\frac{A_2}{A_2 - A_1 T_0 z} \right)^k + \Delta P_1 + \Delta P_2 \right) - 2A_r \left(\bar{P}_{rL} \left(\frac{A_3}{A_3 + 2A_4 z} \right)^k - \frac{\Delta P_5 + \Delta P_6}{2} \right) \right] \right] \Rightarrow \\ &\Rightarrow k_z = c_s \left[2A_c k \left(\frac{A_1}{2A_c c_s} \left(\frac{A_2}{A_2 - A_1 T_0 z} \right)^{k-1} \frac{A_1 A_2 T_0}{(A_2 - A_1 T_0 z)^2} \right) + 2A_r \left(\bar{P}_{rL} k \left(\frac{A_3}{A_3 + 2A_4 z} \right)^{k-1} \frac{2A_3 A_4}{(A_3 + 2A_4 z)^2} \right) \right] \quad 2.26 \end{aligned}$$

Per la rigidezza legata ai moti di rollio si ha invece che:

$$z_s = -z_d = z \quad 2.27$$

Le espressioni delle forze, alla luce della 2.27, divengono:

$$\begin{cases} F_{zs} = c_s \left[A_c \left(\frac{A_1}{2A_c c_s} \left(\frac{A_2}{A_2 - A_1 T_0 z} \right)^k + \Delta P_1 + \Delta P_2 \right) - A_r (\bar{P}_{rL} - \Delta P_5) \right] \\ F_{zd} = c_s \left[A_c \left(\frac{A_1}{2A_c c_s} \left(\frac{A_2}{A_2 + A_1 T_0 z} \right)^k + \Delta P_3 + \Delta P_4 \right) - A_r (\bar{P}_{rL} - \Delta P_6) \right] \end{cases} \quad 2.28$$

La rigidezza globale a terra, legata ai moti di rollio, risulterà essere:

$$\begin{aligned} k_r &= \frac{\partial (F_{zs} - F_{zd})}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial z} \left(c_s \left[A_c \left(\frac{A_1}{2A_c c_s} \left(\frac{A_2}{A_2 - A_1 T_0 z} \right)^k + \Delta P_1 + \Delta P_2 \right) - A_r (\bar{P}_{rL} - \Delta P_5) \right] \right) + \\ & - \frac{\partial}{\partial z} \left(c_s \left[A_c \left(\frac{A_1}{2A_c c_s} \left(\frac{A_2}{A_2 + A_1 T_0 z} \right)^k + \Delta P_3 + \Delta P_4 \right) - A_r (\bar{P}_{rL} - \Delta P_6) \right] \right) \Rightarrow \\ & \Rightarrow k_r = \left(c_s \left[\frac{A_1}{2c_s} k \left(\frac{A_2}{A_2 - A_1 T_0 z} \right)^{k-1} \frac{A_1 A_2 T_0}{(A_2 - A_1 T_0 z)^2} \right] \right) - \left(c_s \left[\frac{A_1}{2c_s} k \left(\frac{A_2}{A_2 + A_1 T_0 z} \right)^{k-1} \frac{-A_1 A_2 T_0}{(A_2 + A_1 T_0 z)^2} \right] \right) \Rightarrow \\ & \Rightarrow k_r = c_s \frac{A_1}{2c_s} k \left(\left(\frac{A_2}{A_2 - A_1 T_0 z} \right)^{k-1} \frac{A_1 A_2 T_0}{(A_2 - A_1 T_0 z)^2} + \left(\frac{A_2}{A_2 + A_1 T_0 z} \right)^{k-1} \frac{A_1 A_2 T_0}{(A_2 + A_1 T_0 z)^2} \right) \quad 2.29 \end{aligned}$$

Constatazione interessante è che, essendo unite le parti “rod” dei due cilindri, l’effetto della loro rigidezza scompare al rollio.

Grazie alla formulazione analitica trovata è possibile valutare l’andamento della rigidezza delle sospensioni al variare del carico verticale gravante e della posizione in cui le sospensioni si trovano a lavorare.

Le due rigidezze analizzate variano come in Figura 2.6 e Figura 2.7, dove si nota come in generale si ha maggior rigidezza con sospensioni che lavorino schiacciate. Ciò avviene perché in questa condizione i livelli di pressione della parte piston, sempre maggiori di quelli della parte rod, sono più elevati e garantiscono maggiore rigidezza.

Viceversa, per sospensioni estese la rigidezza cala, poiché il lato piston raggiunge pressioni minori.

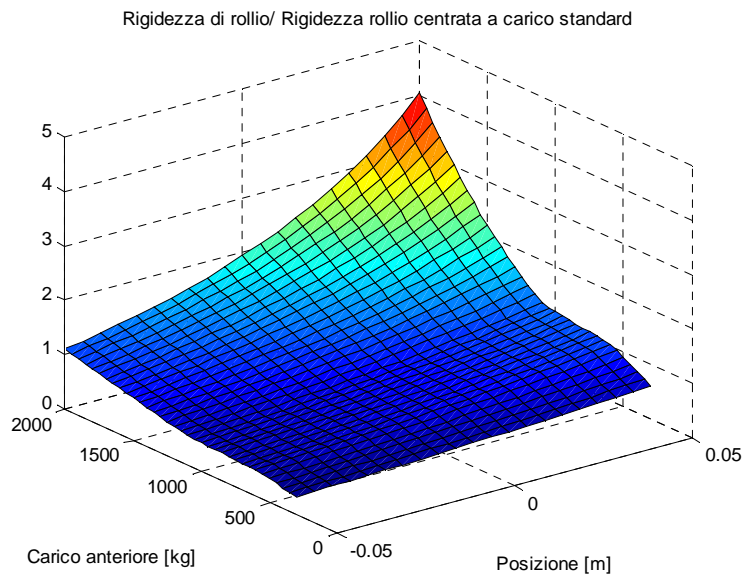


Figura 2.6- Rigidezza relativa ai moti di rollio delle sospensioni, in funzione del carico all'anteriore e della posizione in cui lavorano.

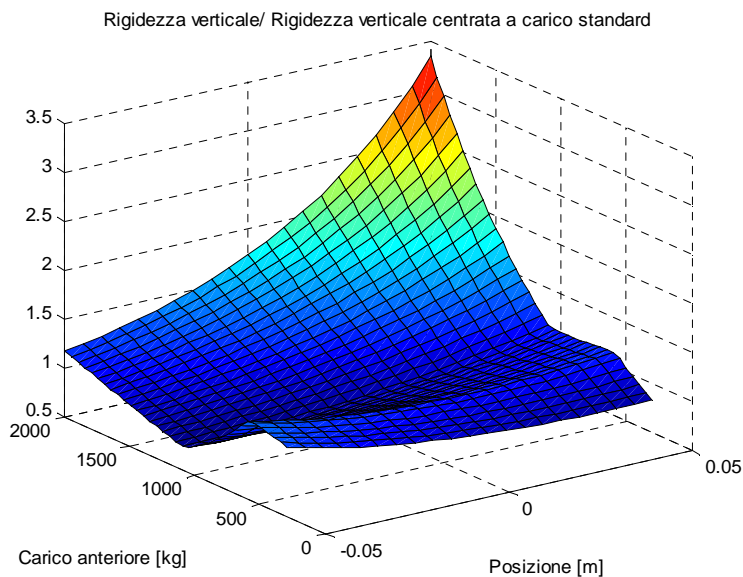


Figura 2.7- Rigidezza verticale delle sospensioni, in funzione del carico all'anteriore e della posizione in cui lavorano.

Le rigidezze analizzate, linearizzate all'intorno della posizione di sospensioni centrate, risultano come in Figura 2.8.

Quello che si nota è che la rigidezza è crescente all'aumentare dei carichi, nei tratti in cui la pressione della camera Rod è mantenuta costante dal controllo.

Diverso è il caso in corrispondenza dei carichi che rientrano nel suo campo di pressione variabile. In questo tratto infatti al crescere dei carichi il controllo, come visto in Figura 2.4, va a diminuire la pressione nella camera Rod e ciò comporta per l'equilibrio una crescita molto meno marcata della pressione della camera Piston. Nel complesso si crea una diminuzione della rigidità verticale, in quanto il livello medio delle pressioni nel circuito diminuisce ed i gas negli accumulatori sono meno compressi.

Molto interessante è notare che con pressione maggiore nella camera Rod, a parità di carico verticale, la rigidità delle sospensioni sarebbe maggiore; ciò lo si può intuire andando a prolungare idealmente il primo tratto della curva delle rigidità per carichi maggiori e si vede come la curva ottenuta è nettamente al di sopra della reale. Ciò può essere utile nel caso si voglia modificare qualche parametro della sospensione in modo da ottenere rigidità diverse, tenendo sempre presente che si deve porre attenzione ai valori di pressione raggiunti, in quanto devono rimanere sempre distanti dai limiti massimi consentiti.

La rigidità ai moti di rollio, a pressione Rod fissata, segue la tendenza di quella verticale. La variabilità maggiore della rigidità legata ai moti di rollio è dovuta al fatto che non risente della pressione del lato Rod, che è mantenuta costante dal controllo e che quindi introduce un elemento invariante nelle rigidità che invece ne dipendono (le rigidità sono scalate rispetto al loro valore a carico standard e la curva indica lo scostamento da essa).

Nel range in cui la pressione Rod varia, diminuendo, si ha un andamento inverso tra le due rigidità, questo perché per la verticale, considerando lato Piston e Rod, la diminuzione di pressione è sufficiente a bilanciare completamente l'effetto di aumento del carico verticale, mentre per quella legata ai moti di rollio, dipendente solo dal lato Piston, non è sufficiente e la pressione cresce, seppure più lentamente.

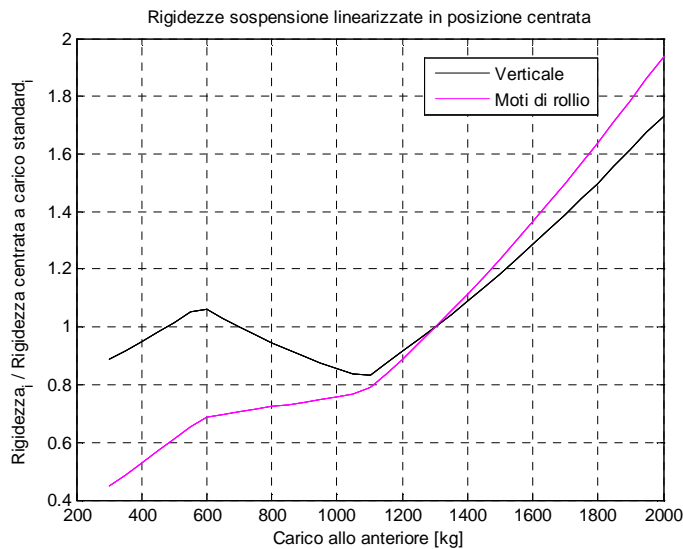


Figura 2.8- Andamento rigidezze delle sospensioni, linearizzate all'intorno di posizione centrata, al variare del carico ed adimensionalizzate.

2.2.4- Smorzamento sospensioni

Lo smorzamento delle sospensioni è garantito dalla presenza delle perdite localizzate nel circuito.

Nel caso in esame, si veda Figura 2.5, sono presenti 6 perdite localizzate, ottenute tramite una serie di orifizi inseriti nel circuito, due nel circuito "rod" fissi (numeri 5 e 6) e quattro nel circuito "piston", dei quali due sono fissi (numeri 2 e 4) e due regolabili (numeri 3 e 6).

Le caratteristiche di queste valvole dipendono da vari fattori di tipo geometrico (restringimento della sezione e numero di orifizi i principali) e fluidodinamico (i fondamentali sono numero di Reynolds e portata) [19].

Esse sono qualitativamente come in Figura 2.9, con un primo tratto lineare con la portata, corrispondente ad un regime fluidodinamico di tipo laminare ed un secondo non lineare, caratterizzato dal moto turbolento del fluido.

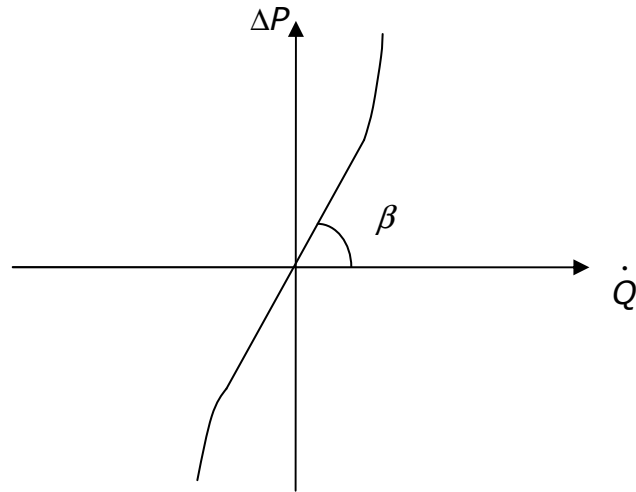


Figura 2.9- Andamento delle perdite di carico con la portata.

Se si considera un range limitato di portate attorno al valore nullo, la caratteristica può essere considerata lineare e il salto di pressione è:

$$\Delta P_i = \beta_i \dot{Q}_i \quad 2.30$$

Dove il pedice “i” sta ad indicare la generica “i-esima” strozzatura.

Inserendo questa espressione nella formula 2.23, descrivente le forze a terra generate dalla sospensione per effetto di uno spostamento verticale del centro ruota, si otterrà il legame tra esse e le portate transittanti:

$$\begin{cases} F_{zs} = c_s \left[A_c \left(\frac{A_1}{2A_c c_s} \left(\frac{A_2}{A_2 - A_1 T_0 z_s} \right)^k + \beta_1 \dot{Q}_1 + \beta_2 \dot{Q}_2 \right) - A_r \left(\bar{P}_{rL} \left(\frac{A_3}{A_3 + A_4 (z_s + z_d)} \right)^k - \beta_5 \dot{Q}_5 \right) \right] \\ F_{zd} = c_s \left[A_c \left(\frac{A_1}{2A_c c_s} \left(\frac{A_2}{A_2 - A_1 T_0 z_d} \right)^k + \beta_3 \dot{Q}_3 + \beta_4 \dot{Q}_4 \right) - A_r \left(\bar{P}_{rL} \left(\frac{A_3}{A_3 + A_4 (z_s + z_d)} \right)^k - \beta_6 \dot{Q}_6 \right) \right] \end{cases} \quad 2.31$$

Ricordando ora i legami tra le portate del circuito e le velocità di schiacciamento dei cilindri, espressi nella 2.6, e definendo il legame tra quest’ultime e le velocità di traslazione verticale dei mozzi delle ruote si ottiene:

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{Q}_1 = \dot{Q}_2 = A_c \cdot \dot{\Delta l}_s \\ \dot{Q}_3 = \dot{Q}_4 = A_c \cdot \dot{\Delta l}_d \\ \dot{Q}_5 = A_r \cdot \dot{\Delta l}_s \\ \dot{Q}_6 = A_r \cdot \dot{\Delta l}_d \\ \Delta l_i = z_i c_s \end{array} \right. \Rightarrow \left\{ \begin{array}{l} \dot{Q}_1 = \dot{Q}_2 = A_c \cdot c_s \cdot \dot{z}_s \\ \dot{Q}_3 = \dot{Q}_4 = A_c \cdot c_s \cdot \dot{z}_d \\ \dot{Q}_5 = A_r \cdot c_s \cdot \dot{z}_s \\ \dot{Q}_6 = A_r \cdot c_s \cdot \dot{z}_d \\ \dot{\Delta l}_i = \dot{z}_i c_s \end{array} \right. \quad 2.32$$

Sostituendo la 2.32 nella 2.31 si ottengono le espressioni delle forze sotto riportate:

$$\left\{ \begin{array}{l} F_{zs} = c_s \left[A_c \left(\frac{A_1}{2A_c c_s} \left(\frac{A_2}{A_2 - A_1 T_0 z_s} \right)^k + (\beta_1 + \beta_2) A_c c_s \dot{z}_s \right) - A_r \left(\frac{A_3}{A_3 + A_4 (z_s + z_d)} \right)^k - \beta_5 A_r c_s \dot{z}_s \right] \\ F_{zd} = c_s \left[A_c \left(\frac{A_1}{2A_c c_s} \left(\frac{A_2}{A_2 - A_1 T_0 z_d} \right)^k + (\beta_3 + \beta_4) A_c c_s \dot{z}_d \right) - A_r \left(\frac{A_3}{A_3 + A_4 (z_s + z_d)} \right)^k - \beta_6 A_r c_s \dot{z}_d \right] \end{array} \right. \quad 2.33$$

Lo smorzamento complessivo è valutabile come derivata della forza rispetto alla velocità di spostamento verticale del mozzo; per scuotimenti in fase dei mozzi destro e sinistro risulta:

$$\begin{aligned} r_z &= \frac{\partial}{\partial \dot{z}} (F_{zs} + F_{zd}) \Big|_{\dot{z}_s = \dot{z}_d = \dot{z}} = c_s^2 A_c^2 (\beta_1 + \beta_2) + c_s^2 A_r^2 \beta_5 + c_s^2 A_c^2 (\beta_3 + \beta_4) + c_s^2 A_r^2 \beta_6 \Rightarrow \\ &\Rightarrow r_z = c_s^2 \left[A_c^2 (\beta_1 + \beta_2 + \beta_3 + \beta_4) + A_r^2 (\beta_5 + \beta_6) \right] \end{aligned} \quad 2.34$$

Lo smorzamento ai moti di rollio è:

$$\begin{aligned} r_r &= \frac{\partial}{\partial \dot{z}} (F_{zs} - F_{zd}) \Big|_{\dot{z}_s = -\dot{z}_d = \dot{z}} = c_s^2 A_c^2 (\beta_1 + \beta_2) + c_s^2 A_r^2 \beta_5 + c_s^2 A_c^2 (\beta_3 + \beta_4) + c_s^2 A_r^2 \beta_6 \Rightarrow \\ &\Rightarrow r_r = c_s^2 \left[A_c^2 (\beta_1 + \beta_2 + \beta_3 + \beta_4) + A_r^2 (\beta_5 + \beta_6) \right] \end{aligned} \quad 2.35$$

Per lo smorzamento, al contrario della rigidità, non si viene a creare la distinzione tra quello relativo ai moti verticali e quello relativo ai moti di rollio.

Si noti che risulta costante, in quanto si è fatta l'ipotesi di essere nel campo di perdite di carico lineari con la portata per le valvole di strozzamento.

La considerazione della parte non lineare degli smorzamenti richiederebbe una analisi precisa della geometria e delle condizioni di moto del fluido al variare della portata; essendo il progetto in fase di sviluppo non si possono però definire univocamente queste grandezze.

La scelta progettuale fatta è di considerare le valvole con caratteristica lineare, così da poter fornire delle indicazioni sulle caratteristiche che dovranno avere nel campo laminare.

2.3 - Modellazione sospensioni in ambiente Matlab - Simulink

Con l'obiettivo di introdurre le sospensioni idropneumatiche in un modello di veicolo costruito in Matlab - Simulink si è resa necessaria una loro modellazione in questo ambiente.

Inoltre la costruzione di un modello numerico può essere utile anche per una valutazione di modifiche future, poiché rende il suo studio molto più rapido.

Per costruirlo è stato utilizzato un modello Sim-mechanics che rappresenta la meccanica delle sospensioni, interfacciato con uno Sim-hydraulics che descrive invece il circuito idro-pneumatico durante il livellamento e durante l'esercizio. Grazie a Sim-mechanics, come accennato, si è potuta modellare la geometria della sospensione, pensata come insieme di corpi rigidi vincolati tra loro.

In questo ambiente sono stati inseriti tutti gli elementi fisici che la compongono, braccetto superiore, braccetto inferiore e mozzo, tramite l'utilizzo di appositi "body" ed all'impostazione della posizione dei loro punti fondamentali, quali baricentro e punti cinematici. Inoltre sono state inserite per ognuno le caratteristiche inerziali di massa e tensore di inerzia, ricavate al pari della geometria da un modello CAD della sospensione, preesistente.

I vincoli tra i vari corpi sono inseriti grazie alla apposita libreria in Sim-mechanics, che permette di riprodurre i principali.

Il modello meccanico della sospensione ottenuto è visibile in Figura 2.10, dove sono messi in evidenza i corpi che la compongono e la posizione dei loro baricentri (braccetto superiore "BS", inferiore "BI", mozzo "M" e cilindro idraulico "C").

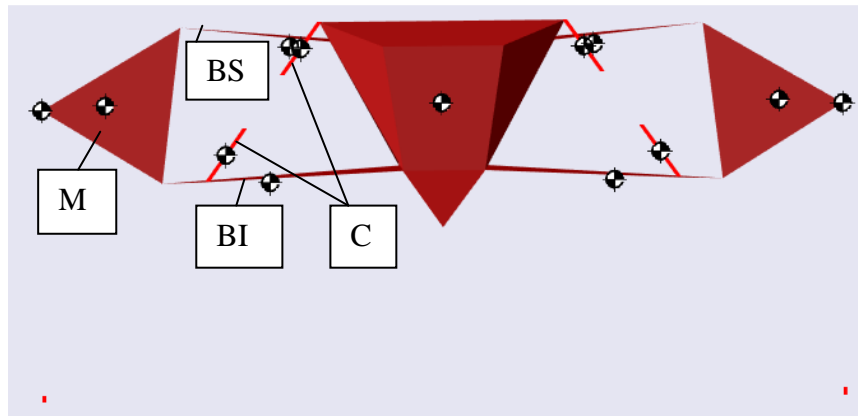


Figura 2.10- Modello sospensione in Sim-mechanics.

In questo modello sono assenti gli elementi elastici della sospensione, rappresentati dai cilindri a doppio effetto, che non sono schematizzabili in modo completo con questa libreria. Quella creata è infatti una rappresentazione che ne rispetta solo cinematica e caratteristiche inerziali, il cui schema Simulink è rappresentata in Figura 2.11.

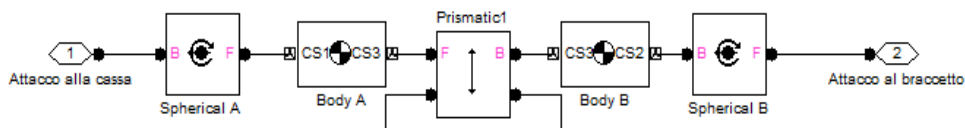


Figura 2.11- Schematizzazione cilindro sospensione in Sim-mechanics.

Per schematizzare correttamente il funzionamento cinematico del cilindro ne è stata fatta una rappresentazione meccanica a due corpi rigidi (Body A e B), rappresentanti uno la parte superiore e l'altro la parte inferiore, con caratteristiche inerziali tali da approssimare l'intero cilindro.

Questi due corpi rigidi saranno vincolati uno al braccetto inferiore ed uno alla cassa, esattamente nei punti in cui lo è il cilindro, utilizzando come vincoli cinematici delle cerniere sferiche (Spherical A e B), in modo da vincolare le loro traslazioni a cassa e braccetto lasciando libere le rotazioni, come nella realtà avviene con gli estremi del cilindro.

Per riprodurre a pieno la meccanica si deve ora fare in modo che i due corpi rigidi introdotti seguano anche la cinematica del cilindro, che ovvero si muovano relativamente traslando lungo l'asse passante per i punti di vincolo con cassa e braccetto inferiore. Questa condizione è rappresentabile mediante un vincolo di tipo prismatico (Prismatic) posto tra i due corpi rigidi, che così potranno solo traslare relativamente.

E' chiaro come questa schematizzazione dei cilindri manchi di una parte fondamentale, la presenza delle camere in cui sarà presente l'olio del circuito idropneumatico. Purtroppo esse non possono essere schematizzate con Sim-

mechanics in modo “fisico”, ma dovranno essere aggiunte nel modello del circuito idropneumatico. Con questa libreria si sono dunque schematizzati i cilindri per quanto riguarda le caratteristiche inerziali e la cinematica, creando un modello equivalente, mentre la “funzione” sarà modellata con Sim-hydraulics.

Nel caso in esame il circuito idropneumatico è già definito a priori nella sua struttura ed il compito della modellazione consiste di crearne una rappresentazione fedele. Se in Sim-mechanics si sono potute rappresentare le sole caratteristiche inerziali e cinematiche dei cilindri, con Sim-hydraulics è possibile dunque completarne la caratterizzazione.

Ciò è possibile mediante dei blocchetti appositi che rappresentano proprio la funzione dei cilindri a doppio effetto. Grazie al loro utilizzo, impostandone la corsa massima consentita, è possibile anche l’implementazione dell’effetto di finecorsa, inserendo una rigidità molto elevata e fittizia che ne rappresenta gli effetti.

Le camere saranno collegate al resto del circuito idropneumatico, mentre stelo e corpo del cilindro dovranno essere interfacciati con il modello fisico creato in Sim-mechanics, rappresentato dai due corpi rigidi uniti da un vincolo prismatico. L’interfaccia può esser fatta in termini cinematici e di forze grazie ad un apposito blocchetto collegato al vincolo prismatico posto tra i corpi rigidi, come si può vedere da Figura 2.12.

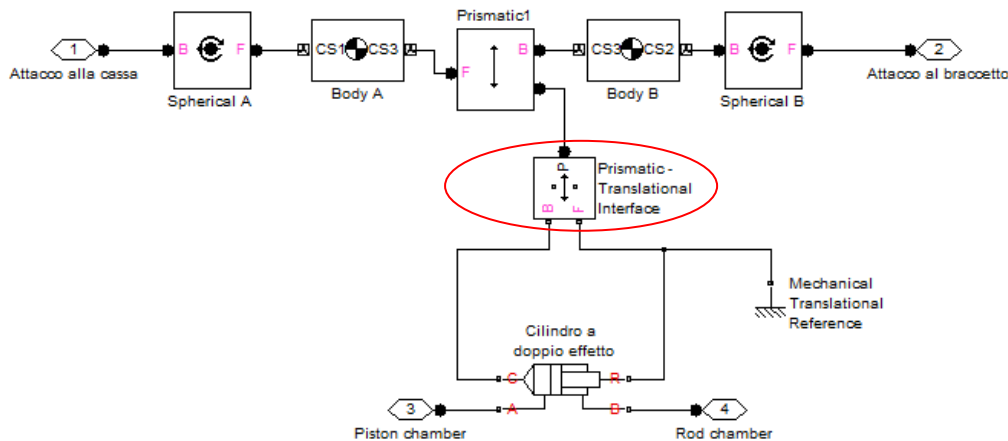


Figura 2.12- Modellazione interfaccia tra modello “fisico” e modello “funzionale” del cilindro a doppio effetto.

La cinematica degli spostamenti degli estremi del cilindro “fisico” viene trasmessa, dal vincolo prismatico, agli estremi del cilindro rappresentato nel sistema idraulico.

Le forze, viceversa, create per effetto delle pressioni nelle camere, si trasmettono dagli estremi del cilindro modellato in Sim-hydraulics al vincolo prismatico e quindi ai due corpi rigidi schematizzanti il cilindro.

In questo modo si riesce a descrivere il legame tra cinematica e dinamica che si ha nella realtà:

“cinematica sospensione” → “variazione dei volumi nelle camere” → “variazione di pressioni” → “variazione delle forze scambiate dal cilindro”

Modellati i cilindri a doppio effetto, il circuito idraulico vero e proprio è stato descritto in modo da riprodurre quello reale laddove possibile ed è composto da accumulatori idropneumatici, perdite di carico localizzate, valvole direzionali, generatori di portata e serbatoi di fluido.

Gli accumulatori idropneumatici sono rappresentati da appositi blocchetti in Sim-hydraulics, di cui un esempio è riportato in Figura 2.13, che simulano la variazione di pressione del gas contenuto, in funzione della portata di olio che entra o esce, quindi del volume che occupa nel serbatoio.

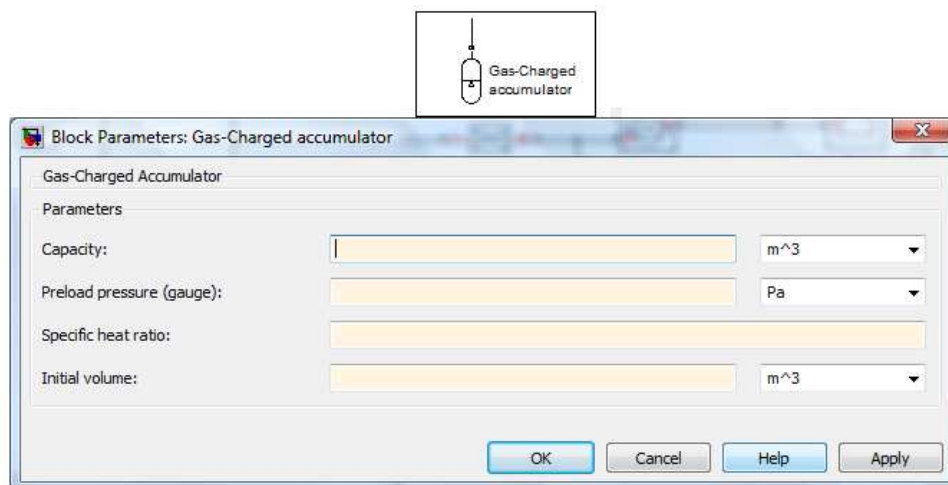


Figura 2.13- Accumulatore idropneumatico in Sim-Hydraulics.

Parametri fondamentali sono il volume totale dell'accumulatore e la pressione con il quale viene riempito inizialmente di gas, informazioni che fungono da condizioni zero e che definiscono un limite inferiore di pressione raggiungibile dal gas, che non potrà mai scendere sotto la pressione di riempimento.

Altro parametro da definire è il volume di fluido presente nell'accumulatore ad inizio simulazione, che è utile a stabilire la condizione iniziale di pressione del gas.

Ultimo parametro riguarda la trasformazione termodinamica che il fluido seguirà, impostabile mediante la definizione del coefficiente della

trasformazione, ad esempio unitario per una isoterma o pari al rapporto dei calori specifici per una adiabatica.

Il blocco dell'accumulatore è di tipo "fisico" e ne descrive le caratteristiche mediante le sue equazioni fondamentali, di continuità e della trasformazione termodinamica:

$$\bullet \quad \dot{Q} = \frac{dV_F}{dt} \quad 2.36$$

$$\bullet \quad V_F = V_0 \cdot \left[1 - \left(\frac{P_0}{P} \right)^{\frac{1}{k}} \right] \text{ se } P > P_0$$

$$V_F = 0 \text{ se } P < P_0 \quad 2.37$$

Dove \dot{Q} è la portata di fluido considerata positiva entrante nell'accumulatore, V_F è il volume di fluido contenuto nell'accumulatore in un certo istante, V_0 è la capacità dell'accumulatore idropneumatico, P_0 la pressione di riempimento, P il valore di pressione istantaneo e k il coefficiente della trasformazione termodinamica.

Come si può notare nel caso in cui la pressione nell'accumulatore scenda sotto quella di riempimento il volume di fluido contenuto diviene nullo, in quanto l'accumulatore è del tutto svuotato.

Quello relativo alla trasformazione termodinamica, è uno degli aspetti più importanti e problematici riguardanti la schematizzazione della sospensione. Come già accennato, una descrizione più fedele possibile della realtà porta a definire due diverse trasformazioni durante le fasi di livellamento e di esercizio, rispettivamente isoterma ed adiabatica [19].

Le perdite di carico possono essere introdotte in vari modi. Nel caso in esame, non essendo note con precisione geometria e caratteristiche delle strozzature, si utilizzano blocchetti che simulano perdite di carico lineari con la portata transitante che, si è già visto, rappresentano il comportamento di una generica valvola in condizione di flusso laminare del fluido.

L'isolamento tra le camere Piston dei cilindri, una volta terminato il livellamento, è effettuato mediante delle valvole direzionali controllate da comandi logici che permettono di unire o separare le due camere, a seconda della condizione di utilizzo delle sospensioni. Per fare ciò si sono usate valvole a due vie (2-Way directional valve), descrivibili tramite appositi blocchetti di Sim-hydraulics e visibili in Figura 2.14, dove è rappresentata la modellazione del controllo di livello.

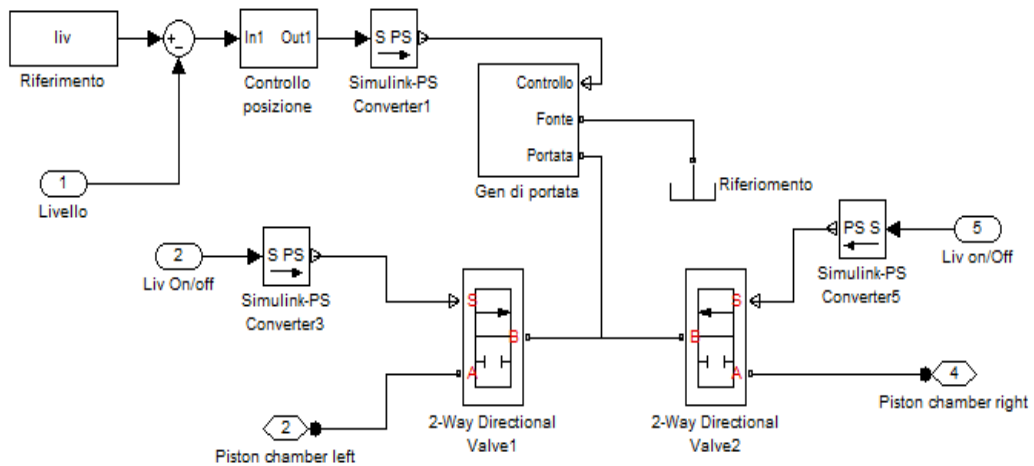


Figura 2.14- Circuito relativo al controllo del livello delle sospensioni.

Nel circuito sono inoltre presenti dei generatori di portata, utilizzati per permettere di attuare il controllo del sistema in fase di livellamento. Essi sono stati schematizzati con blocchetti ideali e quindi rappresentano delle pompe idrauliche ideali che forniscono portate al circuito se comandate, affiancate da appositi serbatoi di fluido posti in loro prossimità.

Grazie ad essi è possibile modellare la fase di livellamento ed il controllo di cui necessita, che riguarda due aspetti: le pressioni che si hanno nelle camere Rod dei cilindri (controllo di pressione, Figura 2.15) e la posizione dello stantuffo del cilindro (controllo posizione, Figura 2.14).

Questi due controlli sono stati impostati in modo semplice, con una logica PID [21], che va ad agire istante per istante sugli errori.

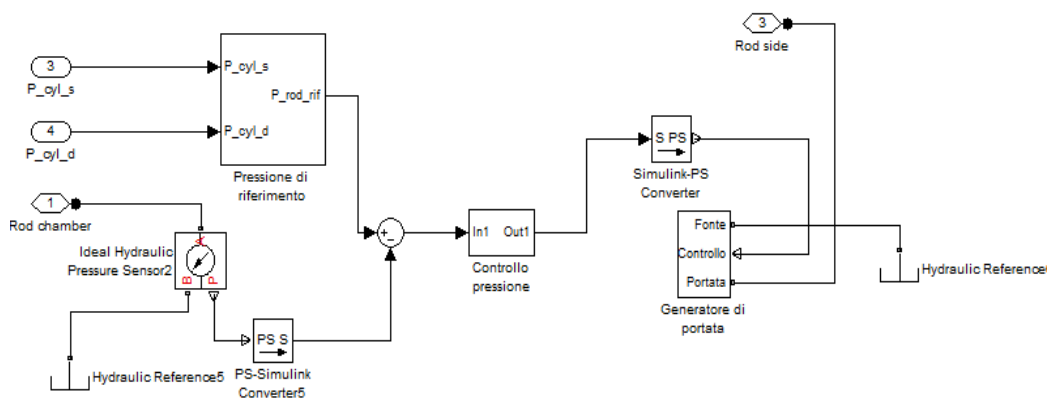


Figura 2.15- Circuito relativo al controllo di pressione lato Rod.

I guadagni sono stati impostati in modo tale da garantire, alle varie condizioni di prova, semplicità e velocità di controllo, in modo da raggiungere velocemente la condizione livellata.

Un ultimo aspetto, ma fondamentale per una corretta modellazione del sistema in esame, è la definizione del fluido che rappresenti il più possibile quello reale. Gli aspetti più critici in questo senso riguardano la descrizione delle caratteristiche al variare di alcuni parametri esogeni, come ad esempio la temperatura alla quale si trova ad operare.

Per facilitare tali operazioni si usa una libreria apposita di Sim-hydraulics, che contiene la caratterizzazione dei fluidi industrialmente più utilizzati. E' possibile così, nota la tipologia di olio usato, avere già le caratteristiche preimpostate.

Nel caso in esame la tipologia è "Oil 10-W" per il quale esiste la relativa libreria, riportata in Figura 2.16.

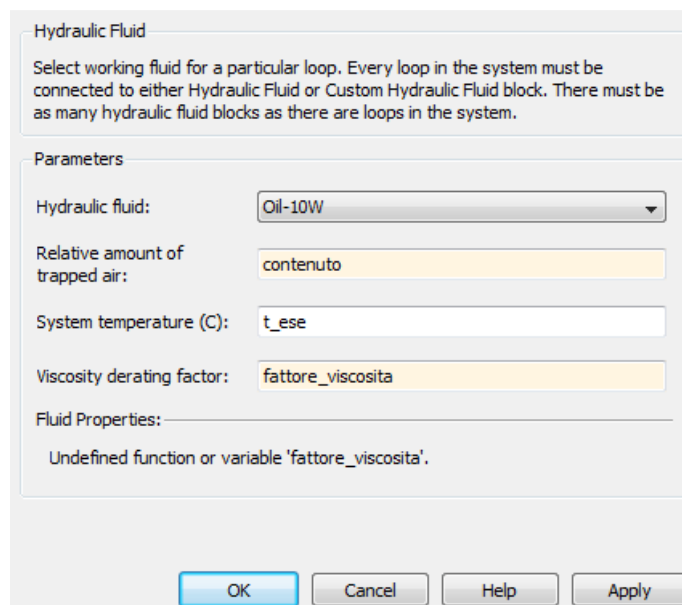


Figura 2.16- Blocchetto di definizione caratteristiche olio.

Ovviamente sulla base delle caratteristiche dell'olio utilizzato, definite dal fornitore, quelle preimpostate possono essere variate tramite dei coefficienti correttivi (fattore_viscosità, contenuto di aria) in modo che possano il più possibile essere simili.

2.4 - Confronto modellazione analitica e numerica

Per valutare la corretta schematizzazione delle sospensioni, sia dal punto di vista analitico che numerico, può essere utile effettuare un confronto dei medesimi risultati, ottenuti dalle due analisi.

Si impostano allora due prove da effettuarsi sul modello Matlab - Simulink delle sospensioni, che permettono la valutazione delle condizioni di fine livellamento

e delle rigidità all'intorno della posizione centrata delle sospensioni, entrambi al variare del carico verticale che vi grava.

Riferendosi alla rappresentazione delle sospensioni di Figura 2.10, il livellamento viene eseguito mantenendo bloccato il corpo centrale rappresentante la cassa e si vanno ad applicare carichi in corrispondenza dei mozzi, che rappresentano la quota parte del carico verticale agente sull'anteriore del veicolo che viene bilanciato dalle sospensioni.

Parallelamente all'applicazione del carico i due controlli visti in precedenza garantiscono, controllando le portate d'olio, il livellamento corretto in posizione centrata e la pressione voluta nelle camere Rod dei cilindri. Al variare del carico gravante si ottiene un andamento delle pressioni come in Figura 2.17.

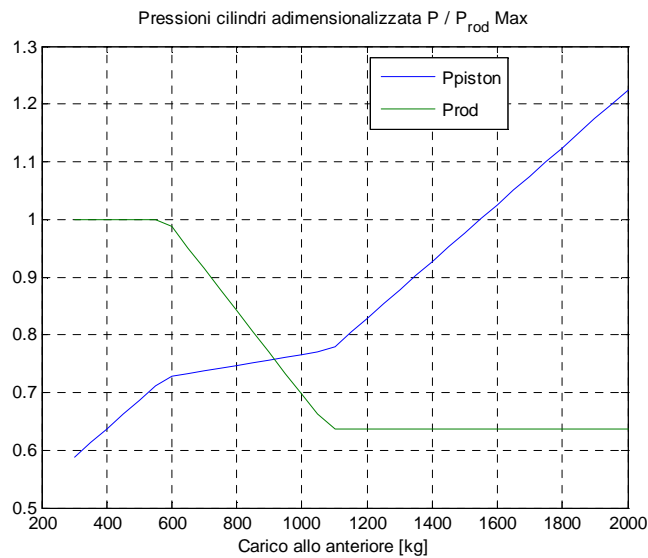


Figura 2.17- Andamento con il carico delle pressioni di livellamento nelle camere dei cilindri, adimensionalizzate.

Il confronto tra i risultati delle due analisi (analitica e numerica) è invece riportato in Figura 2.18, dalla quale si vede che i risultati ottenuti sono molto simili.

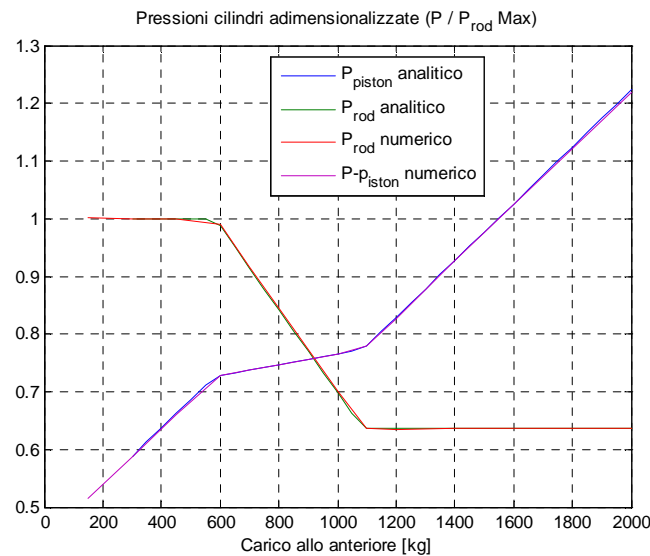


Figura 2.18- Confronto sull'andamento con il carico delle pressioni di livellamento nelle camere dei cilindri, adimensionalizzate. Metodo numerico e analitico.

Più interessante risulta la definizione della rigidità linearizzata attorno alla posizione di equilibrio, in quanto dipende maggiormente dalla modellazione del circuito idropneumatico. Per ricavarla numericamente ci si avvale del modello Sim-mechanics\Sim-hidraulics utilizzato precedentemente, al quale viene applicata qualche piccola modifica.

Definito un carico verticale gravante ed effettuato il livellamento, come già accennato, la morfologia del circuito idraulico si modifica. Vengono rese indipendenti le camere Piston dei cilindri destro e sinistro ed il circuito collegato ai cilindri viene isolato da quello esterno del veicolo, cosicché non si possono più effettuare immissioni o estrazioni di portata durante il regolare funzionamento (a meno dell'entrata in funzione di un controllo apposito), ottenendo il circuito di Figura 2.5.

Ciò rende necessaria la modifica del circuito a fine livellamento, attuabile grazie alle valvole a due vie introdotte.

Inoltre, in esercizio, le trasformazioni che subisce il fluido gassoso negli accumulatori non possono più considerarsi isoterme ma saranno adiabatiche [19]; ciò impone di modificare delle impostazioni nei blocchetti del modello.

Dati questi cambiamenti e la difficoltà di implementarli durante un'unica simulazione, si preferisce creare un nuovo modello, indipendente dal primo, che descriva la nuova configurazione. Verrà quindi in un primo momento, dato il carico agente, effettuato il livellamento con il primo modello (a camere piston collegate e trasformazione isoterma). A livellamento avvenuto i parametri raggiunti dal sistema quali volume dei gas negli accumulatori, pressioni etc.

verranno impostati come condizioni iniziali del nuovo modello (nel quale le camere piston sono separate e le trasformazioni sono adiabatiche), utile a testare effettivamente la rigidezza.

Un approccio di questo genere, con due simulazioni in serie, può sembrare complicato, ma resta il modo più semplice per descrivere un sistema che ad un certo punto cambia lo stato ed il tipo di fenomeni che vi avvengono.

Nel nuovo modello per la valutazione della rigidezza si agisce variando nel tempo i carichi agenti sui mozzi, nell'intono di quello di livellamento e si monitora l'escursione avuta dai mozzi stessi che, confrontata con i carichi agenti, forniscono la rigidezza ridotta ai mozzi.

Definita la logica della prova, rimane da caratterizzarla più nel dettaglio in funzione della tipologia di rigidezza da ricavare. Si impostano così due diverse applicazioni di carichi verticali ai mozzi, una con carichi in fase, con la quale si stima la rigidezza verticale, ed una con carichi in controfase, con cui si stima la rigidezza relativa ai moti di rollio.

I risultati ottenuti dalla simulazione numerica sono riportati in Figura 2.19.

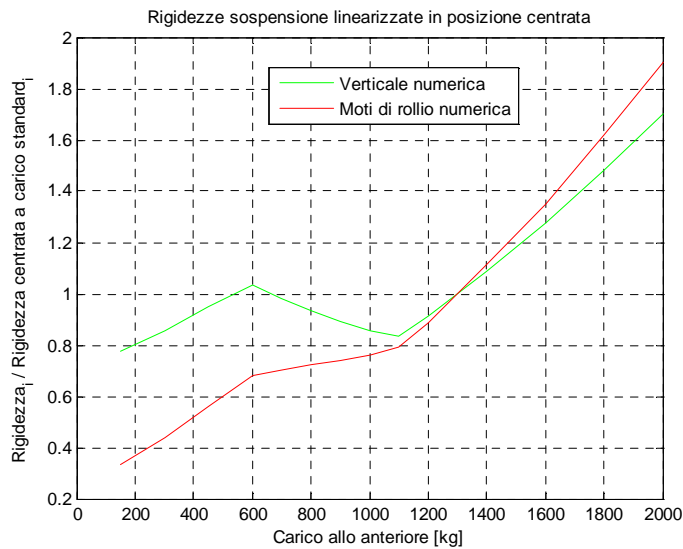


Figura 2.19- Rigidezze sospensioni da analisi numerica, adimensionalizzate.

Il confronto tra i risultati analitici e numerici è riportato in Figura 2.20, dove si nota come siano presenti alcune differenze tra le curve, nel tratto intermedio, ma di entità trascurabile rispetto ai valori assunti dalle rigidzze.

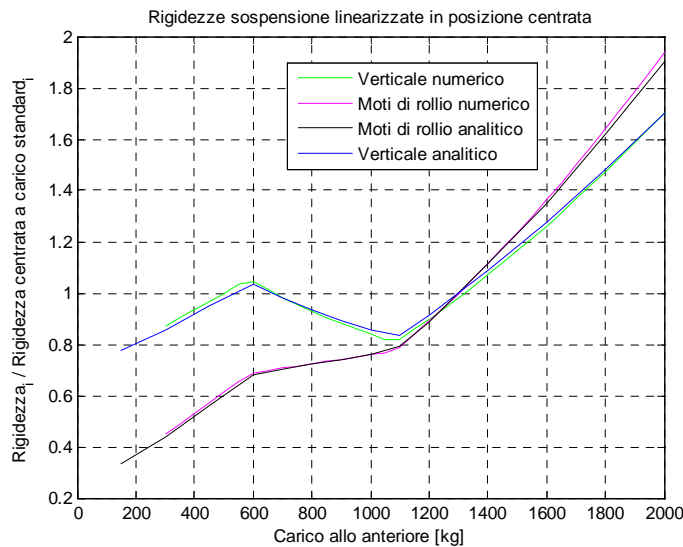


Figura 2.20- Confronto rigidezze da analisi analitica e numerica, adimensionalizzate.

2.5 - Analisi di sensitività delle caratteristiche delle sospensioni

Appurata l'equivalenza tra le due modellazioni impostate, analitica e numerica, si può procedere ad una analisi sugli effetti che la variazione di alcuni parametri della geometria delle sospensioni o del circuito idropneumatico, provoca sulla rigidezza linearizzata all'intorno della posizione centrata.

Un'analisi di questo tipo è interessante poiché, da un punto di vista qualitativo, da indicazioni sugli effetti dei parametri analizzati e nel caso si volessero modificare le caratteristiche delle sospensioni, come agire su di essi.

Per fare quest'analisi ci si avvale del modello analitico delle sospensioni, che consente una maggiore velocità di analisi.

I fattori che saranno considerati sono:

- Pressione di livellamento minima sul lato Rod (impostata nel controllo)
- Rapporto cinematico delle sospensioni
- Pressioni di riempimento degli accumulatori del lato Rod e Piston

Tutti i fattori considerati saranno variati all'intorno del valore attualmente scelto dall'azienda costruttrice (detto standard), in un range di variazione del 30%.

2.5.1 - Pressione di livellamento minima, lato Rod

Al variare della pressione minima di livellamento del lato Rod, ottenuta mediante l'apposito controllo di pressione, si ottengono andamenti delle rigidità verticali con i carichi anteriori al livellamento di Figura 2.21, dove i valori sono adimensionalizzati rispetto a quello di rigidità che si ottiene con carico e pressione standard, dove il carico standard è quello ottenuto a trattrice scarica.

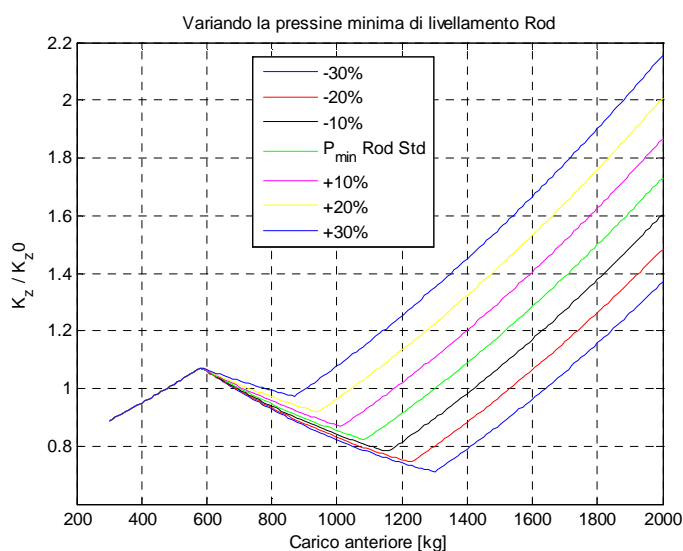


Figura 2.21- Rigidezza verticale al variare della pressione minima di livellamento lato Rod, adimensionalizzata rispetto al valore ottenuto a carico e pressioni standard.

Si noti come per bassi carichi, dove la pressione del lato Rod al livellamento viene mantenuta al suo valore massimo (<600kg), le curve non subiscono variazioni. Quest'ultime sono invece significative laddove al lato Rod viene mantenuto il valore minimo di pressione.

All'aumentare della pressione minima, in particolare, si accorcia il tratto intermedio e le curve traslano verso l'alto, indicando maggiori rigidità.

Per la rigidità relativa ai moti di rollio, adimensionalizzata rispetto al valore che si ha a carico e pressione standard, si hanno gli andamenti di Figura 2.22, dove si nota analogamente a quanto visto per la verticale, un aumento della rigidità all'aumentare della pressione di livellamento Rod.

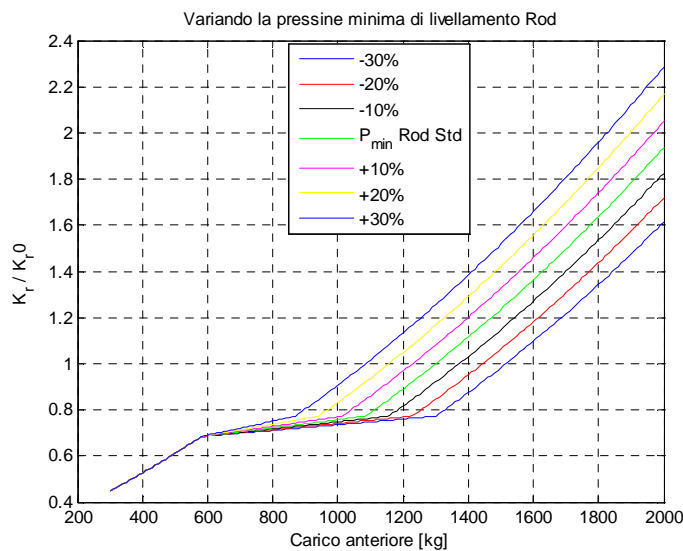


Figura 2.22- Andamento della rigidezza relativa ai moti di rollio al variare del carico e della pressione minima di livellamento lato Rod, adimensionalizzata rispetto al valore ottenuto a carico e pressioni standard.

Gli aumenti di rigidezza sono dovuti al fatto che aumentando la pressione Rod al livellamento, anche la pressione del lato Piston deve aumentare per garantire l'equilibrio dei carichi. Il gas contenuto negli accumulatori di entrambi i lati sarà dunque più compresso e fornirà maggiore resistenza alla compressione, quindi maggiore rigidezza.

In Figura 2.23 è rappresentata la variazione delle rigidezze con la pressione di livellamento minima lato Rod, in configurazione di carico Standard, adimensionalizzate rispetto ai relativi valori standard.

Si può notare come risulti maggiore la variabilità della rigidezza verticale, che risente anche della variazione di rigidezza dovuta al lato Rod e che varia tra il -28% e il +34%. In modo minore varia la rigidezza legata ai moti di rollio, che varia da -23% a +26%.

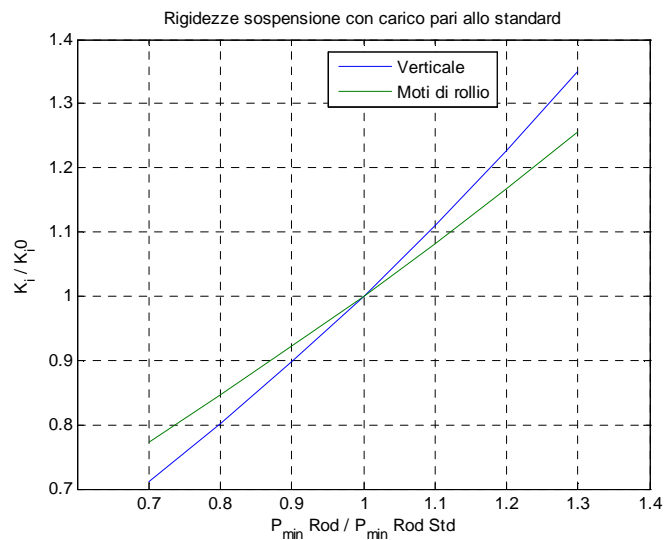


Figura 2.23- Andamento delle rigidezze con la pressione minima al livellamento del lato Rod, in configurazione di carico standard.

2.5.2 - Rapporto cinematico delle sospensioni

Al variare del rapporto cinematico delle sospensioni si ottengono andamenti delle rigidezze verticali con i carichi anteriori al livellamento di Figura 2.24, dove i valori sono adimensionalizzati rispetto al valore di rigidezza che si ottiene con carico e rapporto cinematico standard.

L'aumento del rapporto cinematico provoca una traslazione verso l'alto delle curve, e quindi a pari carico un aumento di rigidezza, maggiore ai bassi carichi rispetto agli alti.

Per la rigidezza relativa ai moti di rollio, adimensionalizzata rispetto al valore che si ha a carico e rapporto cinematico standard, si hanno gli andamenti di Figura 2.25, dove si nota analogamente a quanto visto per la verticale, un aumento della rigidezza all'aumentare del rapporto cinematico.

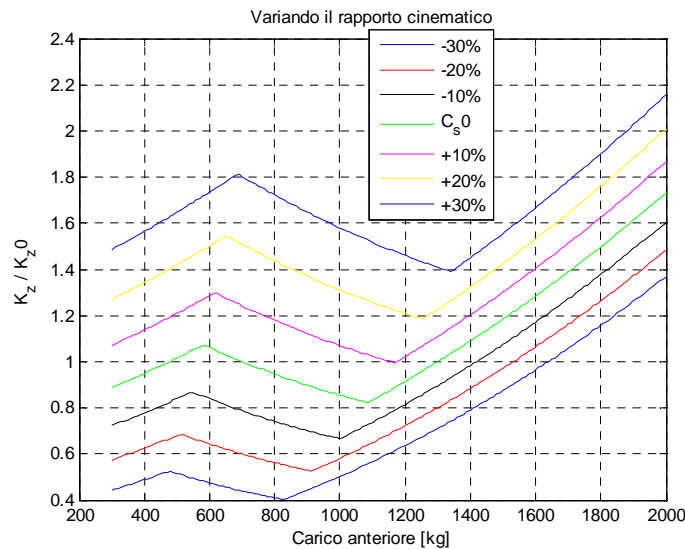


Figura 2.24- Rigidezza verticale al variare del carico e del rapporto cinematico delle sospensioni, adimensionalizzata rispetto al valore ottenuto a carico e rapporto cinematico standard.

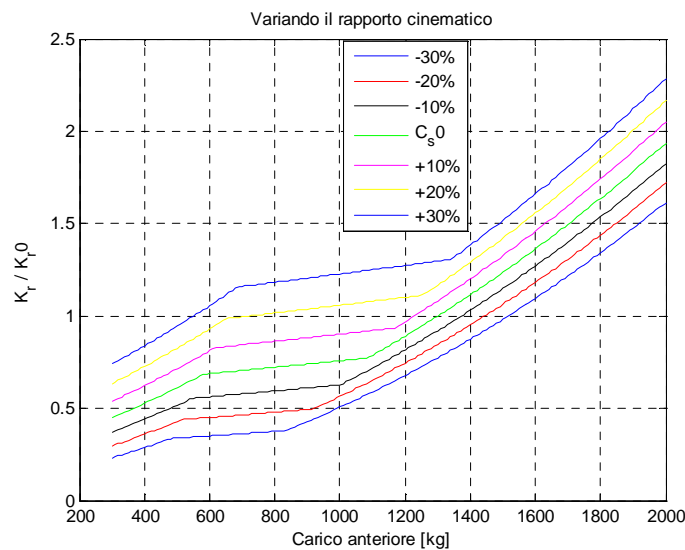


Figura 2.25- Andamento della rigidezza relativa ai moti di rollio al variare del carico e del rapporto cinematico delle sospensioni, adimensionalizzata rispetto al valore ottenuto a carico e rapporto cinematico standard.

Gli aumenti di rigidezza sono dovuti al fatto che aumentando il rapporto cinematico, a parità di escursione del mozzo ruota, i cilindri della sospensione si comprimono maggiormente. Questo effetto è limitato dal fatto che l'aumento del rapporto cinematico provoca simultaneamente una diminuzione, sempre a pari

carico, delle pressioni raggiunte nel lato Piston al livellamento, secondo quanto visto dall'equazione 2.3. E' per questo che l'effetto è maggiore ai bassi carichi, perché è minore l'effetto nella rigidezza del contributo del lato Piston.

In Figura 2.23 è rappresentata la variazione delle rigidezze con il rapporto cinematico, in configurazione di carico Standard, adimensionalizzate rispetto ai relativi valori standard.

Si può notare come risulti maggiore la variabilità della rigidezza verticale, che risente anche della variazione di rigidezza dovuta al lato Rod e che varia tra il -30% e il +40%. In modo minore varia la rigidezza legata ai moti di rollio, che varia da -23% a +30%.

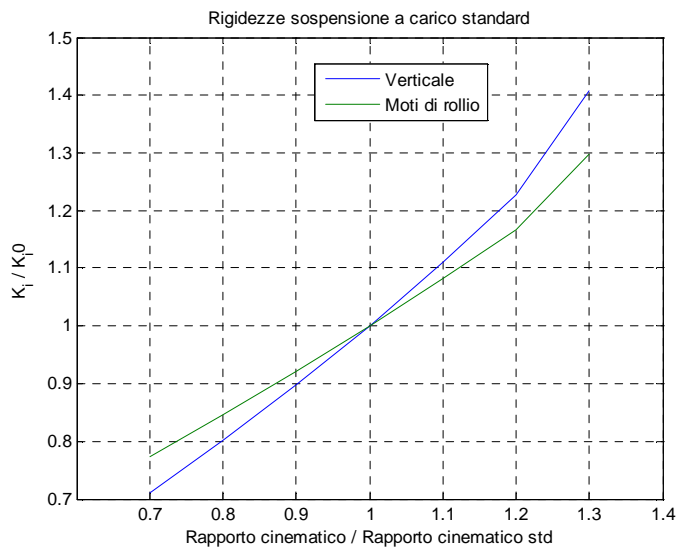


Figura 2.26- Andamento delle rigidezze con il rapporto cinematico delle sospensioni, in configurazione di carico standard.

2.5.3 - Pressione di riempimento accumulatore lato Rod

Al variare della pressione di riempimento dell'accumulatore del lato Rod, si ottengono andamenti delle rigidezze verticali con i carichi anteriori al livellamento di Figura 2.27, dove i valori sono adimensionalizzati rispetto al valore di rigidezza che si ottiene con carico e pressioni di riempimento standard.

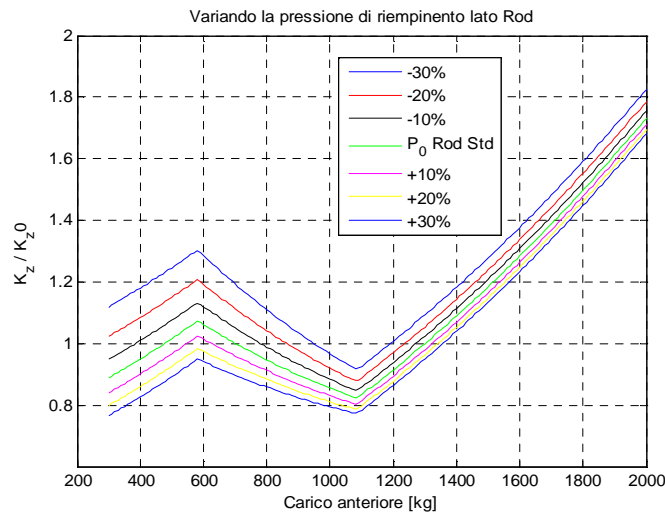


Figura 2.27- Rigidezza verticale al variare del carico e della pressione di riempimento del lato Rod, adimensionalizzata rispetto al valore ottenuto a carico e pressione di riempimento standard.

L'aumento della pressione di riempimento del lato Rod provoca una traslazione verso il basso delle curve, indice di una diminuzione di rigidezza, maggiormente visibile ai bassi carichi. La diminuzione di rigidezza avviene poiché la pressione di riempimento è quella che ha il gas contenuto nell'accumulatore quando è completamente decompresso. Un suo aumento fa sì che, a parità di pressione, il livello di compressione raggiunto dal gas sia minore e quindi abbia maggiore comprimibilità, con una conseguente minore rigidezza delle sospensioni.

Per la rigidezza relativa ai moti di rollio si ottiene che, diversamente alla verticale, essa non varia.

Ciò è dovuto al fatto che le camere Rod dei due cilindri sono comunicanti tra loro e durante i moti di rollio, nell'accumulatore relativo non fluisce fluido, poiché passa direttamente dalla camera di un cilindro a quella dell'altro. Quindi la rigidezza ai moti di rollio non è influenzata dalla pressione nell'accumulatore Rod. Ciò è visibile anche dall'equazione 2.29, dove non è presente il coefficiente A3, che è quello dipendente dalla pressione di riempimento Rod.

In Figura 2.28 è rappresentata la variazione delle rigidezze con la pressione di riempimento dell'accumulatore del lato Rod, in configurazione di carico Standard, adimensionalizzate rispetto ai relativi valori standard,

Si può notare come effettivamente la rigidezza relativa ai moti di rollio non vari, mentre la rigidezza verticale diminuisca, con una variabilità comunque contenuta, tra il +9% e il -5%.

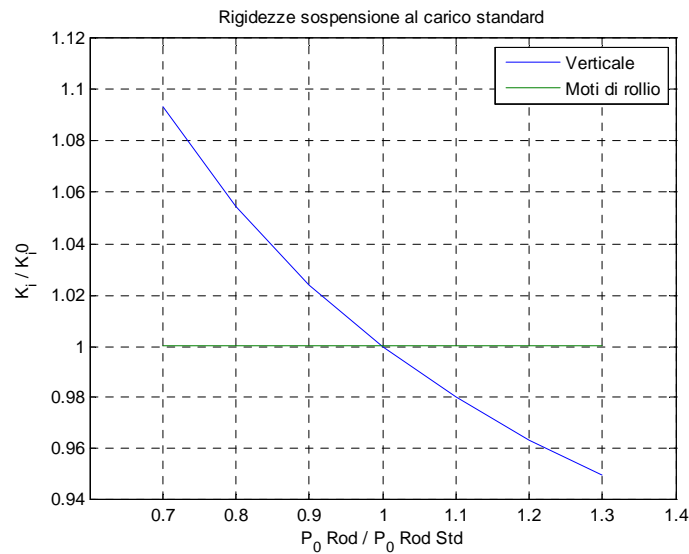


Figura 2.28- Andamento delle rigidezze con la pressione di riempimento dell'accumulatore del lato Rod, in configurazione di carico standard.

La pressione di riempimento dell'accumulatore del lato Rod è un parametro interessante su cui agire, dunque, nel caso si necessiti di variare la rigidezza verticale senza modificare quella relativa ai moti di rollio.

2.5.4 - Pressione di riempimento accumulatori lato Piston

Al variare della pressione di riempimento degli accumulatori del lato Piston, si ottengono andamenti delle rigidezze verticali con i carichi anteriori al livellamento di Figura 2.29, dove i valori sono adimensionalizzati rispetto al valore di rigidezza che si ottiene con carico e pressione di riempimento standard. L'aumento della pressione di riempimento degli accumulatori del lato Piston provoca una traslazione verso il basso delle curve e quindi, a pari carico, una diminuzione di rigidezza, maggiore agli alti carichi rispetto ai bassi.

Per la rigidezza relativa ai moti di rollio, adimensionalizzata rispetto al valore che si ha a carico e pressioni di riempimento standard, si hanno gli andamenti di Figura 2.30, dove si nota analogamente a quanto visto per la verticale, una diminuzione della rigidezza all'aumentare della pressione di riempimento del lato Piston.

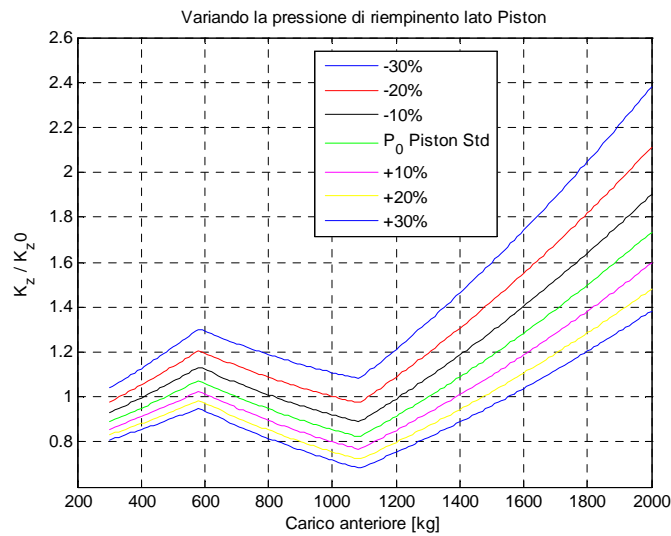


Figura 2.29- Rigidezza verticale al variare del carico e della pressione di riempimento del lato Piston, adimensionalizzata rispetto al valore ottenuto a carico e pressioni di riempimento standard.

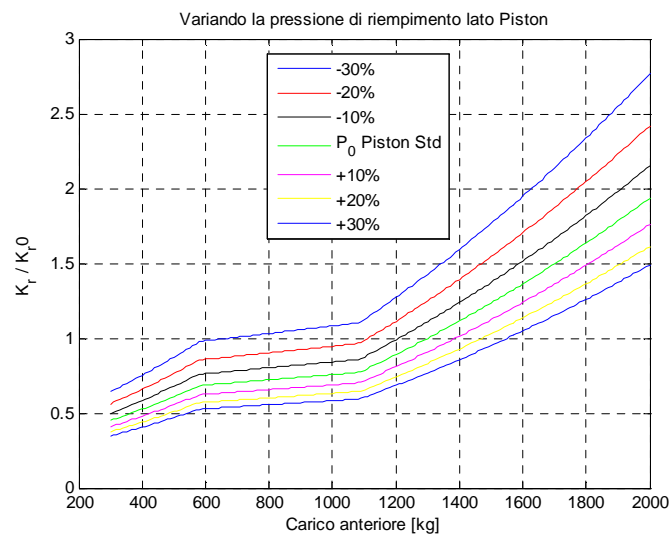


Figura 2.30- Andamento della rigidezza relativa ai moti di rollio al variare del carico e della pressione di riempimento del lato Piston, adimensionalizzata rispetto al valore ottenuto a carico e pressioni di riempimento standard.

Le diminuzioni di rigidezza sono da ricondurre alla minore compressione alla quale è sottoposto il gas negli accumulatori del lato Piston a parità di pressione. Questo effetto è presente solo nel lato Piston ed è più evidente dove le sue pressioni sono più elevate, cioè agli alti carichi.

In Figura 2.31 è rappresentata la variazione delle rigidezze con la pressione di riempimento del lato Piston, in configurazione di carico standard, adimensionalizzate rispetto ai relativi valori standard.

Si può notare come risulti maggiore la variabilità della rigidezza dei moti di rollio, che non risente del contributo del lato Rod e che varia tra il +42% e il -22%. In modo minore varia la rigidezza verticale, dal +34% a -18%.

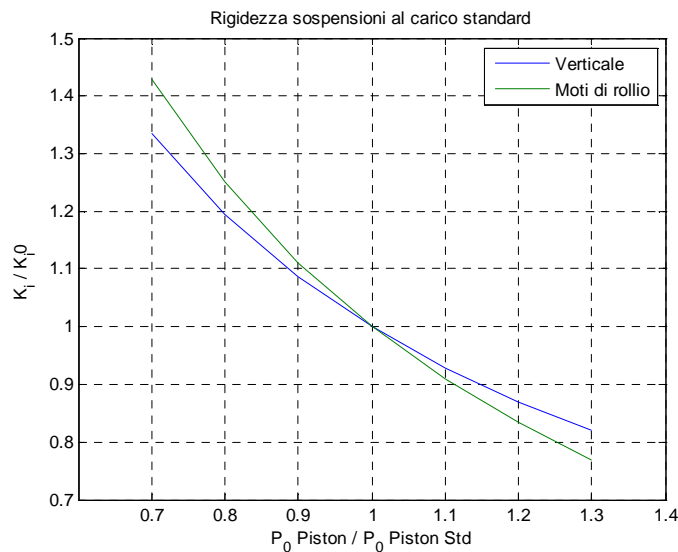


Figura 2.31- Andamento delle rigidezze con la pressione di riempimento del lato Piston, in configurazione di carico standard.

2.5.5 - Risultati finali analisi di sensitività

In Tabella 2.1 sono riportate le variazioni delle rigidezze con i singoli parametri, ottenute con carico all'anteriore fissato pari allo standard.

Fattore	ΔK_z (-30%)	ΔK_z (+30%)	ΔK_r (-30%)	ΔK_r (+30%)
Pmin Rod	-28%	34%	-23%	26%
Cs	-30%	40%	-23%	30%
P0 Rod	9%	-5%	-	-
P0 Pis	42%	-22%	34%	-18%

Tabella 2.1- Incidenza singoli fattori sulle rigidezze, tra parentesi è riportata la variazione del fattore considerato rispetto al valore di targa

Agendo su ogni singolo fattore, in modo diverso, si possono ottenere vari effetti sulle rigidezze, che presentano variabilità anche importanti.

3. Ribaltamento statico trattrice tradizionale e sospesa

Nel seguente capitolo è stato effettuato uno studio sul ribaltamento di due tipologie di trattrici da frutteto del gruppo SAME DEUTZ-FAHR, quella definita “tradizionale” e la “sospesa”, con l’assale anteriore sospeso per mezzo delle sospensioni studiate nel capitolo 2.

Uno studio di questo tipo si rende necessario, poiché storicamente il ribaltamento delle trattrici agricole è la principale fonte di infortuni e decessi tra gli agricoltori. Innumerevoli sforzi dei costruttori sono indirizzati verso la costruzione di cabine sempre più resistenti, ma la prevenzione è sicuramente più importante. La stima delle prestazioni dei veicoli al ribaltamento, sebbene in condizioni statiche, è lo studio che permette in prima analisi di valutare i rischi ed i limiti di utilizzo del mezzo, potendo poi comunicarli all’operatore, per un utilizzo più consapevole.

L’obiettivo è quindi quello di definire le prestazioni di ognuna in varie condizioni di carico e di fornire un giudizio di confronto, che tenda ad individuare i pregi e i difetti di una soluzione rispetto all’altra.

Per fare ciò si sono valutate le condizioni limite che determinano il ribaltamento nei due casi, distinguendo tra due situazioni “limite”:

- Incipiente ribaltamento, dove si ha il distacco di una ruota.
- Ribaltamento, dove le ruote staccate da terra diventano due.

Per la trattrice tradizionale è stata svolta anche una analisi sperimentale, per valutare la correttezza del modello di calcolo.

3.1- Ribaltamento trattrice tradizionale

La trattrice tradizionale ha la caratteristica fondamentale di avere la sala anteriore basculante rispetto al corpo del veicolo.

Ciò è importante nello studio del ribaltamento, in quanto in presenza di un momento rollante, l’anteriore del veicolo non contribuirà ad un suo bilanciamento, lasciando l’onere alla sola parte posteriore.

Altro aspetto fondamentale è l’assenza di sospensioni, dunque il veicolo è munito di un solo stadio sospensivo, rappresentato dagli pneumatici.

3.1.1- Modello trattrice a due corpi

La trattrice tradizionale può essere modellata, riferendosi ad un semplice schema con due parti essenziali (si veda Figura 3.1): il corpo veicolo e la parte anteriore. Il corpo veicolo comprende la cabina, la cassa, l'asse posteriore e le ruote posteriori, che non sono separate da alcuno stadio sospensivo dalla cassa, in quanto l'asse posteriore collega rigidamente le due ruote ed è a sua volta rigidamente connesso alla cassa per le traslazioni.

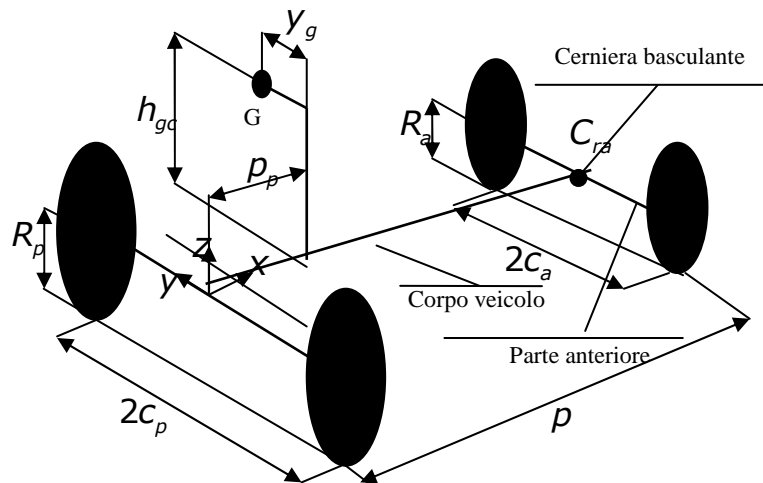


Figura 3.1- Schematizzazione trattrice a due corpi.

La parte anteriore, composta da sala anteriore e relative ruote, è da considerarsi un corpo a se stante, in quanto tra essa e la cassa è presente il vincolo cinematico della cerniera basculante; è dunque libera rispetto alla cassa nelle rotazioni. Per la definizione della geometria del modello, si veda sempre in Figura 3.1, si utilizzano i parametri geometrici fondamentali quali il passo, la semicarreggiata anteriore, la posteriore e la posizione del baricentro, indicati in figura come:

- $R_p \rightarrow$ Raggio ruota posteriore
- $R_a \rightarrow$ Raggio ruota anteriore
- $p \rightarrow$ Passo veicolo
- $p_p \rightarrow$ Posizione longitudinale del baricentro
- $y_g \rightarrow$ Posizione laterale del baricentro
- $h_g \rightarrow$ Altezza baricentro da terra
- $C_a \rightarrow$ Semicarreggiata anteriore
- $C_p \rightarrow$ Semicarreggiata posteriore

Gli pneumatici sono gli unici elementi aventi proprietà elastiche ed i loro raggi sono posti fissi e pari a quelli indice, definiti dalla normativa in base al modello

montato. Essendo i raggi degli pneumatici anteriore e posteriore diversi, si ha che la cerniera basculante non è allineata in altezza con il centro sala posteriore. Tutte le grandezze geometriche citate sono riferite ad una terna di riferimento locale posizionata al centro dell'asse posteriore del veicolo ed avente asse x corrispondente a quello longitudinale della trattoria, con verso positivo indicante l'anteriore, l'asse z corrispondente a quello verticale, positivo verso l'alto e l'asse y tale da creare una terna destrorsa.

3.1.2- Modello d'analisi

Per definire un modello d'analisi del ribaltamento è necessario introdurre le forze che agiscono sul veicolo e definire opportune semplificazioni che consentano una semplice ed idonea formalizzazione del problema, partendo dal modello a due corpi precedentemente presentato.

Si sceglie di far riferimento ad un modello a centro di rollio del veicolo, rappresentato in Figura 3.2, che permette di considerare gli effetti delle rigidità degli pneumatici sul rollio (ρ) del veicolo e la presenza della sala basculante [22].

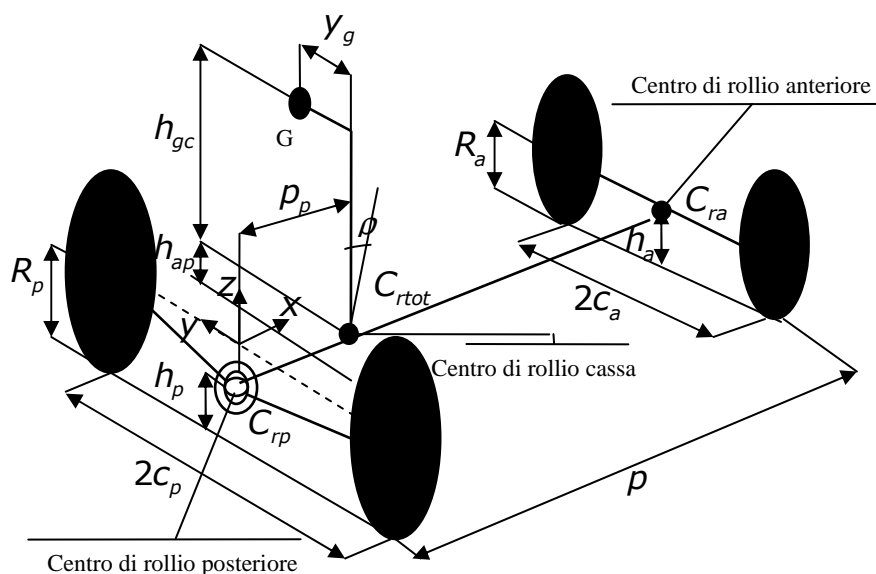


Figura 3.2- Modello trattoria tradizionale a centro di rollio.

L'utilizzo di questo approccio consente di valutare la distribuzione dei carichi che avviene tra la parte posteriore e anteriore del veicolo, considerando come variabile cinematica il rollio che subisce la cassa a ruote ferme, a causa delle

azioni statiche che vi gravano, inteso come rotazione attorno all'asse longitudinale del veicolo.

Ciò consentirà di valutare gli effetti della variazione di posizione del baricentro (sbilanciamento) dovuta al rollio. Il beccheggio è invece trascurato, in quanto molto limitato a causa del lungo passo e delle alte rigidità.

Il modello a centro di rollio si basa sull'evidenza che le proprietà elastiche di rollio del veicolo possono essere concentrate in un unico punto (centro di rollio), caratterizzato dalla rigidità di rollio. Saranno presenti nel particolare tre centri di rollio: uno globale, uno posteriore ed uno anteriore, descrittivi rispettivamente i centri di rollio della sola parte posteriore, della parte anteriore e della cassa, pensate indipendenti ed indicati in Figura 3.2 come C_{ra} , C_{rp} e C_{rtot} . La loro determinazione assume importanza fondamentale per garantire la correttezza delle trattazioni.

Per l'anteriore la posizione del centro di rollio è definita da quella della cerniera basculante, in quanto il corpo veicolo tende a ruotare rispetto alla sala attorno ad essa. Al posteriore, dove la sala è fissata alla cassa, la rotazione è legata alla rigidità degli pneumatici; il centro di rollio ha posizione centrata lungo la carreggiata e giacente longitudinalmente sulla congiungente dei punti di contatto delle ruote, pensati sottostanti al centro ruota per semplicità.

Per la definizione dell'altezza l_0 si colloca a 0.123m dal suolo, a metà dell'altezza della spalla dello pneumatico [23].

La loro posizione sarà considerata costante al variare del rollio del veicolo; questa è buona approssimazione nel caso in cui le rotazioni rimangano limitate, in quanto in caso contrario le non linearità degli pneumatici la farebbero variare.

Il centro di rollio della cassa è determinato a partire dalle posizioni dei centri di rollio anteriore, posteriore e del baricentro. Sarà longitudinalmente sottostante al baricentro del veicolo e appartenente alla retta congiungente i due centri di rollio locali, come evidenziato in Figura 3.2.

Per definire le rigidità di rollio da associare ad ogni centro si devono analizzare le forze associate ad una rotazione.

All'anteriore essendo presente la cerniera basculante, le rotazioni di rollio sono libere di avvenire e pertanto la rigidità associata è nulla:

$$K_{ra} = 0 \quad 3.1$$

Al posteriore, essendo presenti gli pneumatici, una rotazione di rollio provocherà uno schiacciamento degli stessi ed una variazione della forza che esercitano, associata alla loro caratteristica elastica. Schematizzando gli pneumatici come molle lineari, caratterizzati dalla loro rigidità, è possibile fare riferimento a Figura 3.3 e definire il momento che si crea in virtù della rotazione [22].

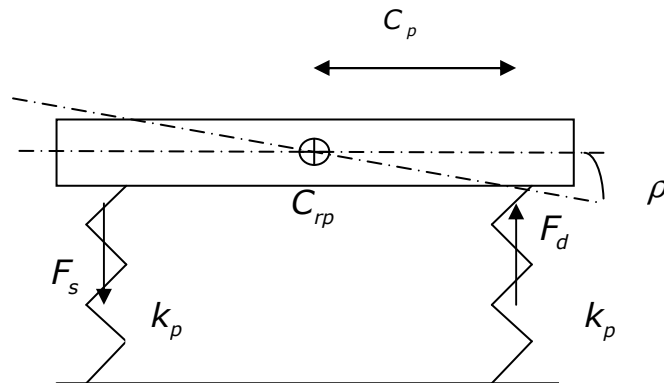


Figura 3.3- Rollio al posteriore.

Il momento creatosi è:

$$M_r = F_d \cdot C_p - F_s \cdot C_p \quad 3.2$$

Considerando che le forze sono dovute alle deformazioni degli pneumatici, il momento di rollio può essere definito come:

$$\begin{aligned} M_r &= (k_p \cdot \Delta l_d - k_p \cdot \Delta l_s) \cdot C_p = [k_p \cdot (C_p \cdot \rho) - k_p \cdot (-C_p \cdot \rho)] \cdot C_p \Rightarrow \\ &\Rightarrow M_r = 2 \cdot k_p \cdot C_p^2 \cdot \rho \end{aligned} \quad 3.3$$

La rigidezza di rollio, definita come derivata del momento di rollio rispetto al rollio stesso, risulta essere:

$$k_{rp} = \frac{\partial M_r}{\partial \rho} = 2 \cdot k_p \cdot C_p^2 \quad 3.4$$

Definite le rigidzze di rollio anteriore e posteriore dalle 3.4 e 3.1, si ha che la totale è la somma delle due:

$$K_{rtot} = k_{ra} + k_{rp} \quad 3.5$$

Ricavate le caratteristiche di rigidezza e geometriche, è stata completata la definizione del modello a centro di rollio di Figura 3.2 a partire da quello a due corpi di Figura 3.1.

Per introdurre le forze nel modello si fa la semplificazione di considerare le forze di contatto posizionate in corrispondenza della proiezione a terra del

centro ruota. Esse sono rappresentate in Figura 3.4, dove sono definite nel sistema di riferimento locale posizionato nel centro sala posteriore.

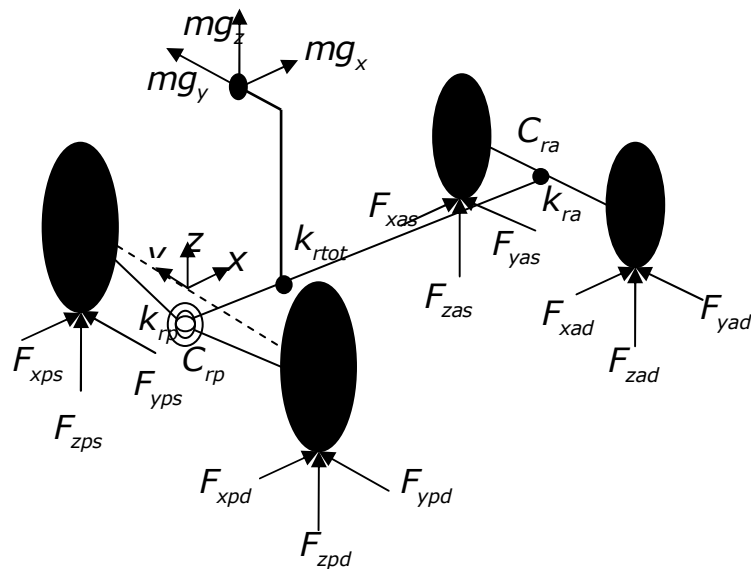


Figura 3.4- Forze agenti.

Si notano essenzialmente due tipologie di forze, quelle dovute all'accelerazione gravitazionale, agenti al baricentro, e quelle di contatto ruota-terreno.

3.1.3- Definizione carichi gravitazionali

I carichi gravitazionali sono introdotti nel modello rispetto al sistema di riferimento relativo, posizionato al centro sala posteriore e per convenzione i loro vettori sono posti con verso concorde a quello definito dal riferimento. Il loro modulo dipende invece dall'orientazione che la trattrice ha nello spazio, definita da due angoli che descrivono la posizione della terna locale rispetto ad una assoluta che ha l'asse z con direzione pari e verso opposto a quella gravitazionale. Questi angoli sono rappresentati in Figura 3.5, dove si possono apprezzare i loro effetti sulla trattrice.

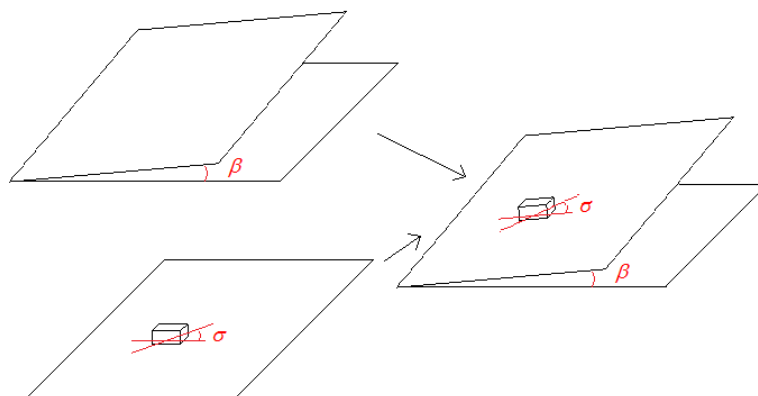


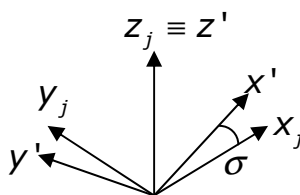
Figura 3.5- Orientazione della trattoria nello spazio.

Essi sono di imbardata σ , inteso come orientazione dell'asse longitudinale del veicolo nel piano su cui giace, e di beccheggio β , inteso come inclinazione del suddetto piano rispetto ad un piano orizzontale.

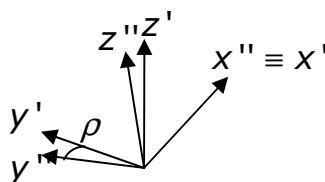
Ad ogni orientazione spaziale, definita dai due angoli, sarà univocamente legato il vettore di accelerazione gravitazionale nel sistema relativo e quindi le forzanti gravitazionali che agiscono sul veicolo.

La proiezione del vettore di accelerazione gravitazionale, nel sistema relativo del veicolo, è possibile grazie alla definizione di una opportuna matrice di trasformazione, che permette di definire un vettore rispetto ad un altro sistema di riferimento, ruotato rispetto al primo, secondo tre rotazioni ordinate definite dagli angoli di Cardano [24], il cui ordine è:

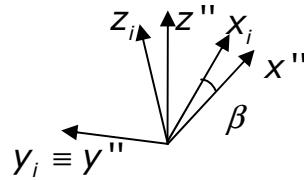
1. Imbardata σ , che definisce una rotazione rispetto all'asse z



2. Rollio ρ , che definisce una rotazione rispetto all'asse x



3. Beccheggio β , che definisce una rotazione rispetto all'asse y



Considerando un generico punto P, il vettore staccato dall'origine che ne definisce la posizione nel sistema di riferimento "i", a partire da quella definita nel sistema "j" è:

$$X_{PO,i} = [\Lambda_{ji}] X_{PO,j} \quad 3.6$$

La matrice di trasformazione generale è definita:

$$[\Lambda_{ji}] = \begin{bmatrix} \cos \sigma \cos \beta - \sin \beta \sin \sigma \sin \rho & -\sin \sigma \cos \rho & \cos \sigma \sin \beta + \sin \sigma \sin \rho \cos \beta \\ \sin \sigma \cos \beta + \cos \sigma \sin \rho \sin \beta & \cos \rho \cos \sigma & \sin \beta \sin \sigma - \cos \sigma \sin \rho \cos \beta \\ -\sin \beta \cos \rho & \sin \rho & \cos \rho \cos \beta \end{bmatrix} \quad 3.7$$

Mentre nel caso in esame, dove non è presente il rollio, la sua forma si semplifica rispetto alla 3.7, divenendo:

$$[\Lambda_{ji}] = \begin{bmatrix} \cos \sigma \cos \beta & -\sin \sigma & \cos \sigma \sin \beta \\ \sin \sigma \cos \beta & \cos \sigma & \sin \beta \sin \sigma \\ -\sin \beta & 0 & \cos \beta \end{bmatrix} \quad 3.8$$

Fatte queste considerazioni il vettore d'accelerazione gravitazionale sarà definito nel sistema relativo del veicolo come:

$$\vec{g}_{rel} = \begin{bmatrix} \cos \sigma \cos \beta & -\sin \sigma & \cos \sigma \sin \beta \\ \sin \sigma \cos \beta & \cos \sigma & \sin \beta \sin \sigma \\ -\sin \beta & 0 & \cos \beta \end{bmatrix} \cdot \vec{g}_{ass} \quad 3.9$$

3.1.4- Soluzione del modello e condizioni di primo distacco

Come già accennato in precedenza, lo studio del ribaltamento comprende due fasi successive definite da due condizioni “limite” che sono l’incipiente ribaltamento ed il ribaltamento effettivo.

Le due fasi saranno affrontate separatamente in quanto quasi mai coincidenti, e richiedono modellazioni diverse. In questa sezione sarà affrontato l’incipiente ribaltamento, dove si verifica il distacco di una delle quattro ruote da terra. L’idea base è che nella condizione in cui una o più ruote perdano il contatto con il terreno, le relative forze verticali risultino essere nulle.

L’analisi verrà eseguita quindi monitorando le forze verticali che agiscono sulle ruote nelle varie condizioni di orientazione spaziale del veicolo, andando a valutare quali di queste siano da considerarsi “limite”, per il verificarsi dell’incipiente ribaltamento, corrispondente alla condizione in cui una delle forze verticali si annulli.

L’orientazione spaziale verrà modificata andando a variare i due angoli (Figura 3.5) che definiscono la posizione relativa della terna locale, posizionata al centro della sala posteriore della trattoria rispetto all’assoluta, ed andrà ad incidere sui valori delle forzanti gravitazionali. Quest’ultime varieranno con l’orientazione, dunque, andando a modificare le reazioni dei vincoli a terra.

Operativamente, si varia l’orientazione del trattore nel piano su cui giace (σ), in un range che è l’intero angolo giro e per ognuna di esse si valuta l’inclinazione minima del piano (β) che produce il primo distacco. Con un approccio di questo tipo, con il quale si vanno a riorientare le forze nel sistema relativo, si ha il vantaggio di mantenere sempre costante la geometria e quindi i bracci delle forzanti stesse.

Per la determinazione delle forze verticali si utilizzano le equazioni di equilibrio del modello di veicolo a centri di rollio, presentato precedentemente. In questa fase si considerino fissate le forzanti gravitazionali, poiché sono determinate dall’orientazione imposta al veicolo.

Il primo passo di soluzione del modello è la determinazione della cinematica del veicolo, rappresentata dall’angolo di rollio che, definite le forze esterne gravanti sulla cassa, è valutabile dall’equilibrio alla rotazione della stessa, considerando che il momento rollante dovuto ai carichi esterni sarà bilanciato dalla rigidità di rollio globale. Si veda a tal proposito Figura 3.6, dove è messo in evidenza il momento di rollio globale che, per l’equilibrio, può essere espresso come:

$$M_{rtot} = mg_z \cdot y_{g(\rho)} - mg_y \cdot h_{gc(\rho)} \quad 3.10$$

Dove h_{gc} e y_g forniscono la posizione relativa del baricentro rispetto al centro di rollio globale e risultano essere funzione di ρ stesso essendo:

$$h_{gc} = h_{gc0} \cos \rho + y_{g0} \text{sen} \rho \quad 3.11$$

$$y_g = h_{gc0} \text{sen} \rho - y_{g0} \cos \rho \quad 3.12$$

Con h_{gc0} e y_{g0} che ne definiscono la posizione a rollio nullo.

Considerando la rigidità di rollio, il momento rollante è esprimibile in funzione del rollio stesso come:

$$M_{rtot} = k_{rtot} \cdot \rho \quad 3.13$$

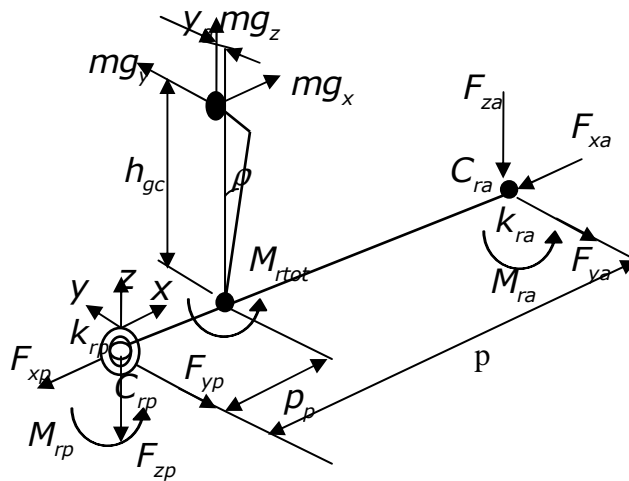


Figura 3.6- Equilibrio al rollio.

Dalle equazioni 3.10 e 3.13 si ottiene l'espressione in ρ che, risolta, fornisce il rollio di equilibrio:

$$k_{rtot} \cdot \rho = mg_z \cdot y_{g(\rho)} - mg_y \cdot h_{gc(\rho)} \quad 3.14$$

Un approccio di questo tipo è in grado, dunque, di valutare la posizione di equilibrio alla quale, date delle forzanti esterne, il veicolo si porta nella sua variabile cinematica ρ , che indica la rotazione di rollio. Ciò è utile in quanto si può valutare anche l'effetto della variazione di geometria all'applicazione di un carico.

Per la determinazione dei momenti rollanti che si generano all'antenna ed al posteriore, ci si avvale dell'equilibrio statico alla rotazione della cassa; essi devono essere tali da generare nel complesso un momento pari al totale agente. La distribuzione tra antenna e posteriore sarà effettuata in quantità direttamente proporzionale al valore relativo di rigidità al rollio:

$$M_{ra} = M_{rtot} \cdot \frac{k_{ra}}{k_{rtot}} \quad 3.15$$

$$M_{rp} = M_{rtot} \cdot \frac{k_{rp}}{k_{rtot}} \quad 3.16$$

Ricordando però che la rigidità al rollio anteriore, data la presenza della sala basculante, è nulla (3.1), si ottiene che:

$$M_{ra} = 0 \quad 3.17$$

$$M_{rp} = M_{rtot} \quad 3.18$$

Come si vede, l'intero momento rollante agente sulla cassa sarà bilanciato dalla parte posteriore, mentre l'anteriore non bilancerà nulla.

Si consideri ora il veicolo nella sua globalità, rappresentato in Figura 3.7, dove le forze a terra sono 12, tre per ogni ruota. Trascurando però le differenze tra le forze di contatto longitudinali destre e sinistre di uno stesso asse, le si possono escludere dal problema in quanto, scegliendo opportuni punti attorno a cui fare gli equilibri dei momenti, esse non vi rientreranno.

Scrivendo gli equilibri alla traslazione in direzione y e z ed alla rotazione attorno a z ed y si ottiene il sistema:

$$\begin{cases} F_{zas} + F_{zad} + F_{zps} + F_{zpd} + m \cdot g_z = 0 \\ F_{yas} + F_{yad} + F_{yps} + F_{ypd} + m \cdot g_y = 0 \\ (F_{yps} + F_{ypd}) \cdot p + m \cdot g_x \cdot y_G + m \cdot g_y \cdot (p - p_p) = 0 \\ (F_{zps} + F_{zpd}) \cdot p + m \cdot g_x \cdot h_G + m \cdot g_z \cdot p_a = 0 \end{cases} \quad 3.19$$

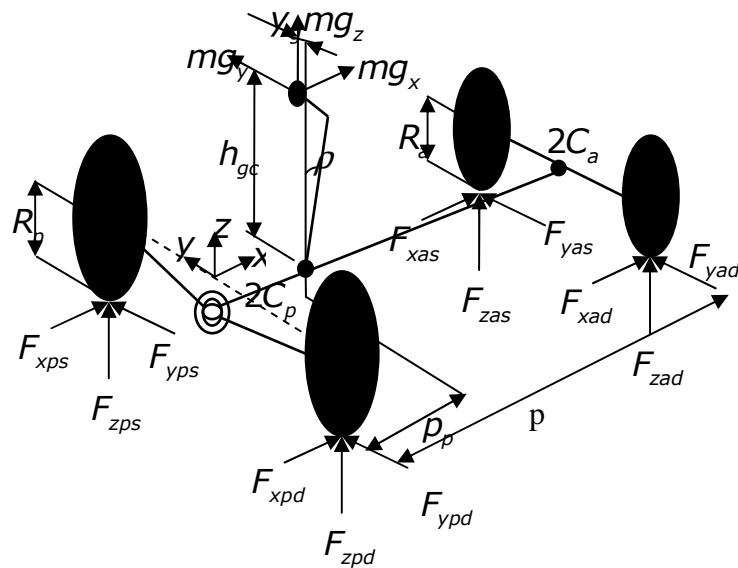


Figura 3.7-Trattrice e forze applicate su di essa.

Dal sistema 3.19 si possono ricavare le forze globali in direzione z ed y agenti al posteriore e all'anteriore, risolvendo l'equazione matriciale:

$$\begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 1 \\ 1 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & p & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & p \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_{yas} + F_{yad} \\ F_{yps} + F_{ypd} \\ F_{zas} + F_{zad} \\ F_{zps} + F_{zpd} \end{bmatrix} = m \begin{bmatrix} -g_z \\ -g_y \\ -g_x \cdot y_G - g_y \cdot (p - p_p) \\ -g_x \cdot h_G - g_z \cdot p_a \end{bmatrix} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \begin{bmatrix} F_{ya,tot} \\ F_{yp,tot} \\ F_{za,tot} \\ F_{zp,tot} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 1 \\ 1 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & p & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & p \end{bmatrix}^{-1} m \begin{bmatrix} -g_z \\ -g_y \\ -g_x \cdot y_G - g_y \cdot (p - p_p) \\ -g_x \cdot h_G - g_z \cdot p_a \end{bmatrix} \quad 3.20$$

Per valutare le singole forze verticali agenti su ciascuna ruota si rende necessario lo studio degli equilibri locali di anteriore e posteriore, intesi staccati dal veicolo globale in corrispondenza dei rispettivi centri di rollio. Così facendo dovranno essere messe in evidenza, in loro corrispondenza, le reazioni che scambiano con la cassa.

Per l'anteriore, rappresentato in Figura 3.8, si possono scrivere gli equilibri alla traslazione lungo z ed alla rotazione attorno ad x, ottenendo le espressioni:

$$\begin{cases} M_{ra} + F_{zas} \cdot 2c_a - F_{za,tot} \cdot c_a + F_{ya,tot} \cdot h_a = 0 \\ F_{za,tot} = F_{zas} + F_{zad} \end{cases} \quad 3.21$$

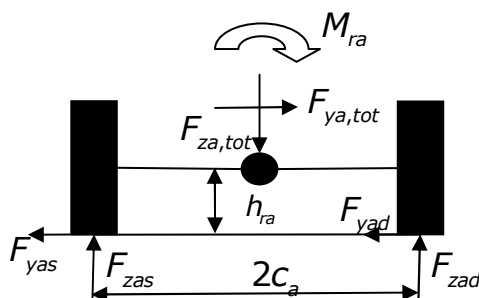


Figura 3.8- Anteriore trattrice.

Per il posteriore allo stesso modo, facendo riferimento a Figura 3.9 si ottengono le equazioni:

$$\begin{cases} M_{rp} + F_{zps} \cdot 2c_p - F_{zp,tot} \cdot c_p + F_{yp,tot} \cdot h_p = 0 \\ F_{zp,tot} = F_{zps} + F_{zpd} \end{cases} \quad 3.22$$

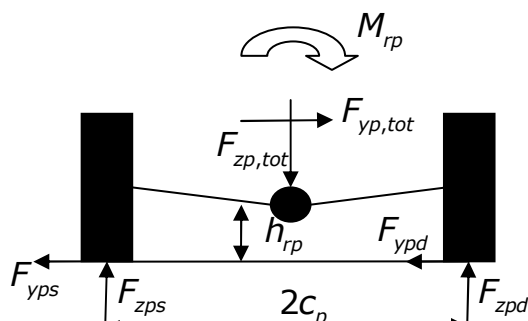


Figura 3.9- Posteriore trattrice.

La soluzione numerica del problema dell'incipiente ribaltamento è effettuata in modo semplice grazie alla scrittura in Matlab di un programma apposito.

In esso viene fatto variare arbitrariamente l'angolo che definisce l'orientazione del trattore nel piano su cui giace, tra 0° e 360° . Per ognuno degli angoli considerati si affida alla funzione "fminbnd" il compito di far variare l'angolo di inclinazione del piano. Questa funzione utilizzata consente di ricavare, data una funzione in ingresso, dove si trova il suo minimo, assegnato un range in cui cercarlo. Ciò permette tramite la definizione del range di ricerca, di valutare angoli di inclinazione del piano sempre positivi, imponendo come estremo

inferiore del range lo 0. Per contro, essendo una funzione che trova i minimi, complica leggermente la definizione di una funzione obiettivo che consenta di valutare l'inclinazione minima del piano, fissata l'orientazione del trattore in esso, che fa annullare la minima delle quattro forze verticali.

Ciò è però possibile, ad esempio, considerando come funzione il minimo delle forze verticali, reso quadratico:

$$f = \left(\min(\bar{F}_z) \right)^2 \quad 3.23$$

Rendendo quadratica la funzione si fa in modo che, avendo tutti valori maggiori o uguali a zero, il suo minimo non possa che essere lo zero, che corrisponde allo zero della funzione non resa quadratica, il minimo delle forze verticali.

3.1.5- Nuova configurazione geometrica

Prima di passare all'analisi del ribaltamento del veicolo, occorre definire le condizioni in cui la trattatrice si trova dopo il primo distacco.

E' evidenza sperimentale il fatto che, una volta avvenuto il primo distacco, sala anteriore e corpo del veicolo ruotino relativamente fino ad arrivare a contatto. Ciò è dovuto alla presenza all'anteriore della sala basculante. Si ha perciò una variazione di geometria e l'entità è data da due finecorsa presenti in corrispondenza della sala basculante che limitano il rollio relativo tra corpo e sala stessa. La parte di trattatrice che ha subito il distacco ruoterà, dunque, finché il finecorsa non la bloccherà.

Si considerino a tal proposito due situazioni che bene descrivono la totalità del problema, ovvero il distacco di una ruota anteriore e di una ruota posteriore. In entrambe le situazioni si può pensare che la geometria dei contatti a terra non vari sensibilmente e che quindi si possano considerare invariate le distanze tra i punti di contatto ruota-terreno ancora presenti.

Il fenomeno rotativo è però differente nei due casi.

Se si stacca una ruota posteriore infatti la sala anteriore rimarrà ferma, mentre il corpo ruoterà attorno all'asse passante per il punto di contatto posteriore rimasto e la cerniera basculante, come riportato in Figura 3.10.

Viceversa se si staccherà una anteriore, la rotazione avverrà attorno al punto di contatto della ruota anteriore ancora in aderenza.

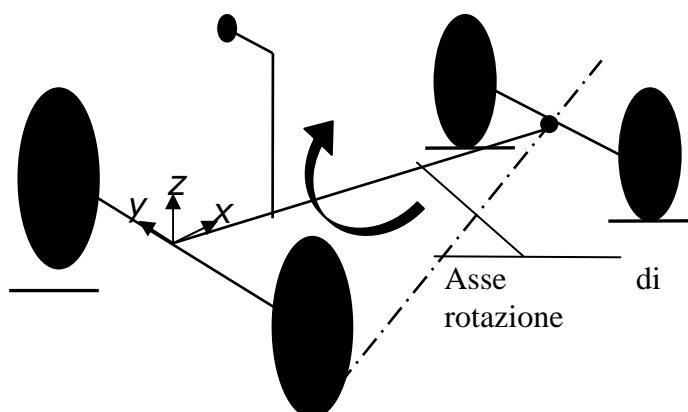


Figura 3.10- Asse di rotazione cassa per distacco ruota posteriore sinistra.

Sostanzialmente l'effetto più interessante nello studio del ribaltamento è la variazione della posizione del baricentro.

Per la sua valutazione si utilizzerà una veloce simulazione in Sim-mechanics nella quale, schematizzati due corpi rigidi ed i vincoli a terra ideali, si va ad imporre una rotazione del corpo posteriore o della sala anteriore attorno all'asse individuato, fino a che non si raggiunge una rotazione relativa di rollio "sala anteriore" \ "corpo posteriore" da determinare l'entrata in funzione del finecorsa. Ovviamente, nel caso in cui si stacchi la ruota destra o sinistra, la simulazione farà variare l'asse di rotazione e quindi la posizione finale del baricentro, distinguendo tra i due casi.

Nel modello che valuta il ribaltamento si dovrà considerare, dunque, a seconda della ruota che si è staccata da terra al primo distacco, la nuova posizione del baricentro raggiunta.

3.1.6- Soluzione del modello e condizioni di ribaltamento

In questa sezione sarà affrontato il problema del ribaltamento, dove si verifica il distacco della seconda delle quattro ruote da terra.

L'analisi verrà eseguita monitorando sempre le forze verticali che agiscono sulle ruote nelle varie condizioni di orientazione spaziale del veicolo, andando a valutare quali di queste sono da considerarsi "limite" per il verificarsi del ribaltamento, corrispondente alla condizione in cui un'ulteriore forza verticale si annulli.

Essendo in questa analisi solamente tre le ruote a contatto con il terreno, il sistema si semplifica ed è possibile definire le forze verticali direttamente dall'equilibrio globale. Facendo riferimento a Figura 3.11, dove si riporta a titolo d'esempio la configurazione della trattoria dopo il distacco della ruota posteriore sinistra, si ottengono le relazioni:

$$\begin{cases} F_{zas} + F_{zad} + F_{zpd} + m \cdot g_z = 0 \\ F_{zpd} \cdot p + m \cdot g_x \cdot h_G + m \cdot g_z \cdot p_a = 0 \\ F_{zpd} \cdot c_p + m \cdot g_y \cdot h_g - m \cdot g_z \cdot y_G + (F_{zad} - F_{zas}) \cdot c_a = 0 \end{cases} \quad 3.24$$

Il sistema ottenuto è risolvibile per le forze in direzione z e permette di ricavare tutte le forze verticali ai contatti.

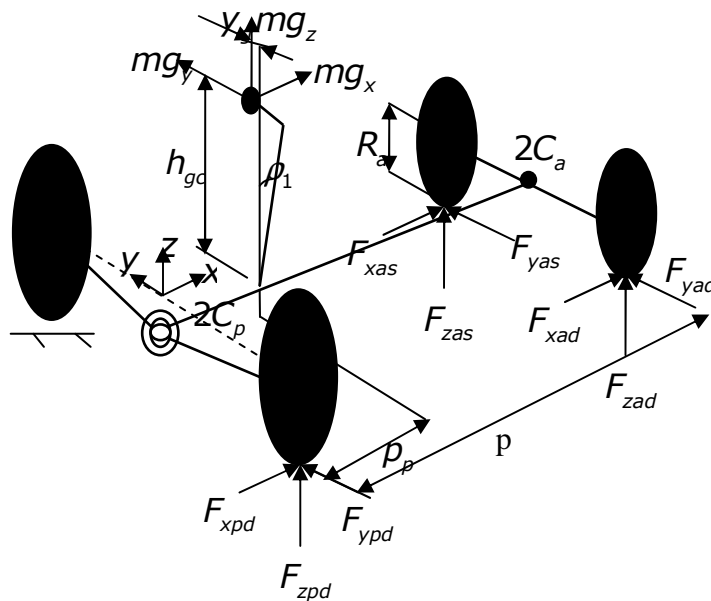


Figura 3.11- Trattore con una ruota staccata da terra.

Analogamente si risolvono le configurazioni di trattore con altre ruote staccate. La soluzione numerica del problema del ribaltamento è effettuata in serie a quella dell'incipiente ribaltamento.

Fissato infatti un angolo di orientazione della trattore nel piano su cui giace, si risalirà al suo angolo di inclinazione limite per il primo distacco. Terminata questa prima fase, si monitora la forza verticale divenuta nulla e, in funzione di quest'ultima, verrà scelto il set di equazioni risolvete il sistema a tre contatti, tenendo presente che dopo il primo distacco la geometria del veicolo si è modificata.

Verrà dunque portato avanti il processo iterativo che, aumentando sempre più l'angolo di inclinazione del piano su cui giace il veicolo, troverà una ulteriore condizione limite dove anche un'altra forza verticale diviene nulla.

Anche in questo caso si utilizzerà come algoritmo risolutivo la funzione "fminbnd" di Matlab, comoda perché permette di impostare la ricerca per

inclinazioni maggiori di quella che provoca il primo distacco. Come per l'incipiente ribaltamento la funzione obiettivo della funzione Matlab sarà:

$$f = (\min(\bar{F}_z))^2 \quad 3.25$$

3.1.7- Processo risolutivo globale

Il processo risolutivo descritto, nella sua globalità, è riportato schematicamente in Figura 3.12, dalla quale si può meglio capire la logica che guida la soluzione del problema. Risolto il primo distacco è presente un controllo che valuta le forze a terra a valle della variazione geometrica della trattoria e, se viene verificato un ulteriore distacco, la pendenza di ribaltamento è posta uguale a quella di primo distacco.

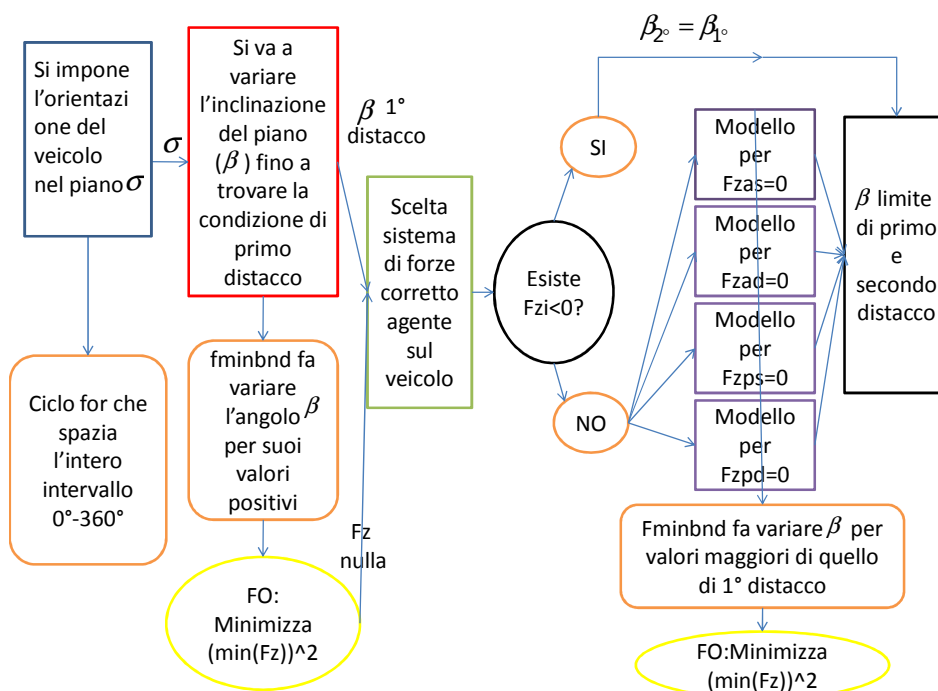


Figura 3.12- Struttura risolutiva del problema di ribaltamento.

3.1.8- Dati trattoria standard

I dati fondamentali della trattoria standard sono stati forniti dall'azienda costruttrice. Per valutare la posizione del baricentro corretta è stata eseguita un'analisi sperimentale sulla trattoria da frutteto, presso il centro di ricerca

“CRA” (Consiglio Ricerca e Agricoltura) di Treviglio, della quale si riportano gli aspetti fondamentali nell’appendice A.

3.1.9- Risultati analisi

L’analisi di ribaltamento è stata effettuata sulla trattrice in varie condizioni di carico, quelle più rappresentative delle condizioni d’uso nella realtà.

Esse sono:

1. Trattoria scarica
2. Trattoria con zavorra anteriore
3. Trattoria con attrezzo posteriore
4. Trattoria con potatrice montata
5. Trattoria con potatrice e zavorra posteriore

Ciascuna di queste condizioni dal punto di vista dell’analisi in oggetto divergerà dalle altre per la posizione del baricentro globale del veicolo che, al variare di ognuna, si troverà ad essere in posizioni diverse in virtù di una diversa distribuzione dei pesi.

Le caratteristiche di ogni configurazione sono riportate in Tabella 3.1.

Condizione	Parametro	Valore
Zavorra anteriore	Posizione baricentro zavorra anteriore rispetto a centro sala posteriore [m]	[3.33; 0; -0.13]
	Massa zavorra anteriore [kg]	250
Attrezzo posteriore	Posizione baricentro attrezzo posteriore rispetto a centro sala posteriore [m] (posto a metà tra gancio e punto ISO)	[-1.228; 0; -0.154]
	Massa attrezzo posteriore [kg]	800
Potatrice	Posizione baricentro potatrice rispetto a centro sala posteriore [m]	[2.378; 1.52; 0.55]
	Massa potatrice [kg]	600
Zavorra posteriore	Posizione baricentro zavorra posteriore [m] (posta a metà tra gancio e punto ISO)	[-1.228; 0; -0.154]
	Mazza zavorra posteriore	400

Tabella 3.1- Caratteristiche configurazioni aggiuntive.

I risultati delle analisi effettuate, in termini di angoli limite, sono riportate di seguito. I valori sono stati adimensionalizzati rispetto ad un valore fissato.

1. Risultati per trattore scarica

Per il caso in cui la trattore sia scarica si ottengono i risultati riportati in Figura 3.13 e Figura 3.14, dove sono rappresentati gli stessi risultati in una modalità diversa.

In Figura 3.13 sono riportati su scala lineare i valori di inclinazione limite adimensionalizzata del piano di giacitura del veicolo, in funzione dell'orientamento dello stesso nel piano. Si noti come siano presenti condizioni in cui il primo distacco ed il ribaltamento coincidono e ciò è legato, come visto, alla variazione di geometria che si verifica dopo il primo distacco.

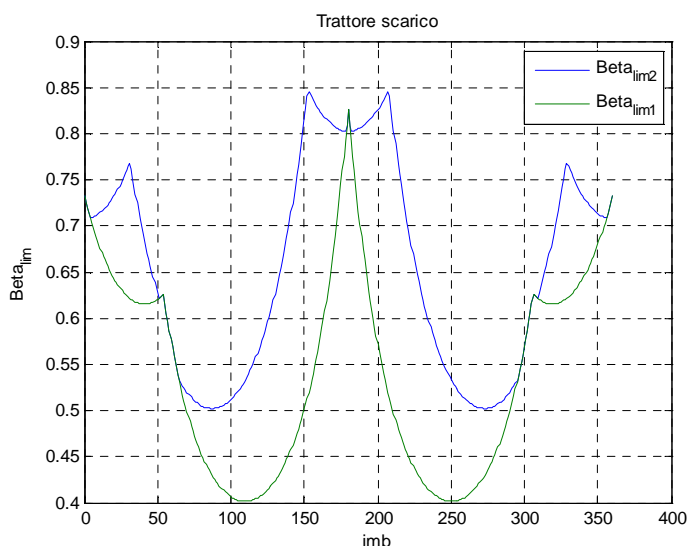


Figura 3.13- Condizioni limite di 1° distacco e ribaltamento: trattore scarica.

Per meglio comprendere il senso fisico dei risultati, se ne consideri la rappresentazione polare, riportata in Figura 3.14, dove l'angolo formato da un punto delle curve rispetto all'orizzontale indica l'orientazione del veicolo sul suo piano (ad esempio, basandosi sulla schematizzazione del trattore riportata, orientazione 0 indica la trattore posta in salita), mentre la distanza del punto dall'origine indica il valore dell'inclinazione limite del piano (per orientamento 0, andando ad alzare l'anteriore del veicolo si ha condizione limite intorno a 0.72 di pendenza adimensionalizzata).

Altra informazione che consente di ottenere è l'occorrenza del distacco di una ruota piuttosto che un'altra; ogni lato del grafico rappresentante il primo distacco, infatti, è caratterizzato da una stessa ruota che si alza. Nello specifico il lato in alto a destra caratterizza il distacco dell'anteriore sinistra (as), quello in basso a destra dell'anteriore destra (ad), quello in basso a sinistra della

posteriore destra (pd) ed infine la posteriore sinistra si stacca nel lato superiore a sinistra (ps).

Questa informazione è utile in questo caso, ad esempio, per capire quale è la parte della trattoria più facilmente soggetta al distacco. E' chiaro, in questo caso, come essa sia la parte posteriore in quanto il distacco delle ruote posteriori avviene per un range più ampio di orientazioni rispetto a quello delle ruote anteriori.

Ciò è spiegabile citando due dati significativi della geometria:

- la semicarreggiata posteriore è, nel modello in esame, minore di quella anteriore e questo la rende critica nei casi in cui la trattoria sia orientata trasversalmente alla pendenza.
- la presenza della sala basculante all'anteriore fa sì che il momento ribaltante di rollio venga bilanciato completamente dal posteriore, in quanto essa ha rotazione libera. Ciò stressa il posteriore e ne facilita il ribaltamento.

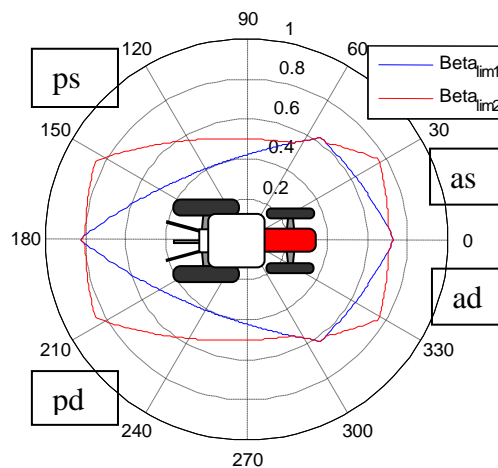


Figura 3.14- Condizioni limite di 1° distacco e ribaltamento: trattoria scarica.

2. Risultati per trattoria con zavorra anteriore

Per il caso in cui la trattoria abbia una zavorra anteriore si ottengono i risultati riportati in Figura 3.15 e Figura 3.16.

In Figura 3.15 sono riportati su scala lineare; rispetto al caso con trattoria scarica, riportato in Figura 3.13, si noti un aumento dell'inclinazione limite per angolo di orientamento nullo (innalzamento anteriore), mentre scende con angolo di 180°. Ciò avviene perché l'applicazione di un peso, centrato lungo la

carreggiata ed avanzato, ha spostato in avanti la posizione del baricentro, rendendo un po' più difficoltoso l'innalzamento dell'anteriore a discapito di quello del posteriore.

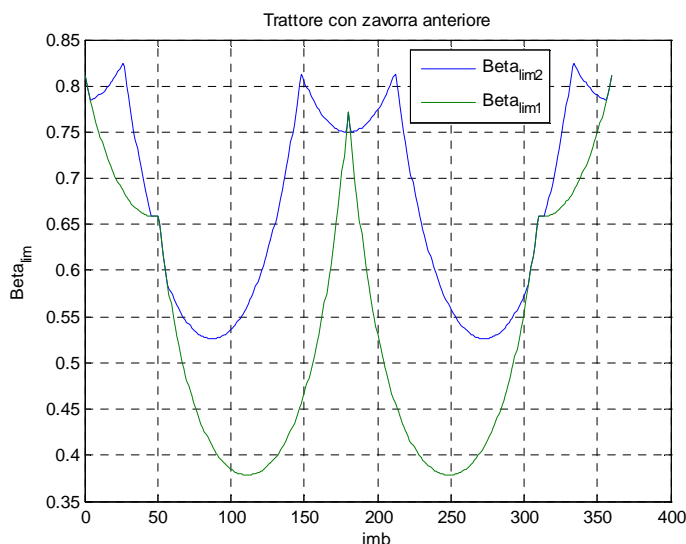


Figura 3.15- Condizioni limite di primo distacco e ribaltamento: trattoria con zavorra anteriore.

Lo spostamento all'anteriore del baricentro va a penalizzare così ulteriormente il posteriore, che avevamo già individuato essere la parte più critica della trattoria. Si può notare infatti che i lati del rombo di primo distacco rappresentanti l'innalzamento delle ruote posteriori (lato sinistro del rombo) si sono più allungati, indicando che il range di orientazioni in cui esse tendono a staccarsi per prime aumenta; ciò potrebbe indicare un peggioramento complessivo delle caratteristiche antiribaltamento della trattoria.

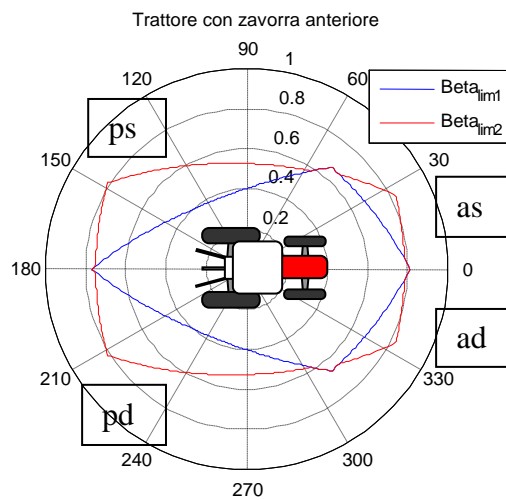


Figura 3.16- Condizioni limite di primo distacco e ribaltamento: trattore con zavorra anteriore.

3. Risultati per trattore con attrezzo posteriore

Per il caso in cui la trattore abbia un attrezzo posteriore montato, si ottengono i risultati riportati in Figura 3.17 e Figura 3.18.

In Figura 3.17 sono riportati su scala lineare. Rispetto ai casi precedenti, si noti una sensibile diminuzione dell'inclinazione limite per angolo di orientazione nullo (innalzamento anteriore), mentre sale considerevolmente con angolo di 180°. Ciò avviene perché l'applicazione di un peso, questa volta indietro, ha spostato ulteriormente indietro la posizione del baricentro, rendendo molto più facile l'innalzamento dell'anteriore a vantaggio del posteriore.

L'effetto è di restringere il range di pendenze alle quali si stacca per prima una ruota posteriore, si nota infatti che il "rombo" di primo distacco di Figura 3.18 è più centrato rispetto alla verticale in confronto ai casi precedenti ed i lati rappresentanti l'innalzamento delle ruote posteriori (lato sinistro del rombo) sono più corti.

Questo dovrebbe avere un effetto complessivamente positivo, perché la nuova distribuzione dei pesi va ad aiutare la parte più critica della trattore, il posteriore.

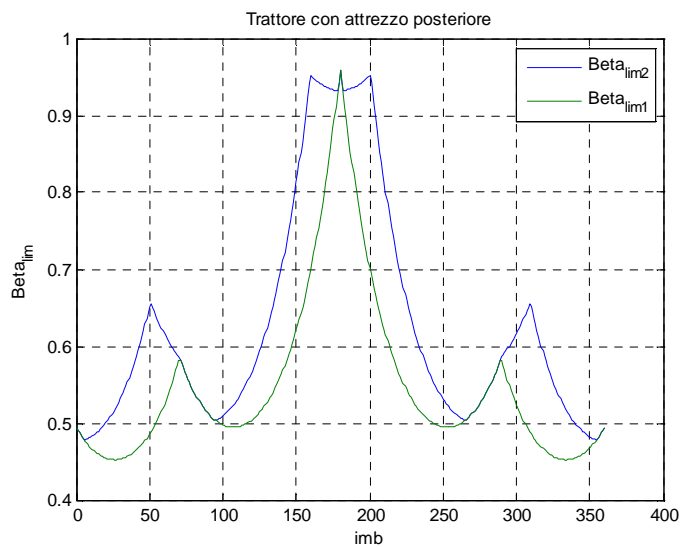


Figura 3.17- Condizioni limite di primo distacco e ribaltamento: trattore con attrezzo posteriore.

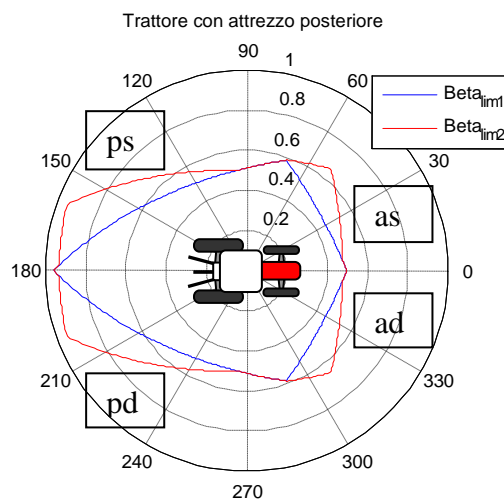


Figura 3.18- Condizioni limite di primo distacco e ribaltamento: trattore con attrezzo posteriore.

4. Risultati per trattore con potatrice

Per il caso in cui la trattore abbia una potatrice montata, si ottengono i risultati riportati in Figura 3.19 e Figura 3.20, dai quali si nota come essi siano nettamente diversi rispetto a quelli visti finora.

Si guardi Figura 3.19. Il montaggio della potatrice ha l'effetto di rendere ribaltabile il veicolo anche ad inclinazioni nulle, per effetto dell'elevato sbilanciamento delle masse che crea, e questo lo si capisce dal tratto in cui il limite di inclinazione per il primo distacco è nullo.

Bisogna inoltre porre particolare attenzione al risultato ottenuto, che può trarre in inganno e perciò va letto con estrema attenzione.

Il fatto che per alcune orientazioni del veicolo la pendenza di primo distacco sia nulla, ci informa del fatto che per ogni orientazione essa sarà nulla, in quanto in un piano perfettamente orizzontale, ruotare attorno a se stesso il veicolo, non ne varia le condizioni ed esso si ribalterà sempre.

Il fatto però che per alcune orientazioni esista un angolo di primo distacco non nullo sta a dare una informazione diversa rispetto ai casi precedenti, che ovvero per quest'ultime esiste una pendenza tale da opporsi allo sbilanciamento dei carichi e non far staccare la ruota, che si potrebbe chiamare "di ultimo contatto". Detto ciò, non ha senso indagare sul significato della curva di ribaltamento in questo caso, in quanto l'algoritmo la usa in modo del tutto errato, partendo da una condizione iniziale diversa da quella ipotizzata.

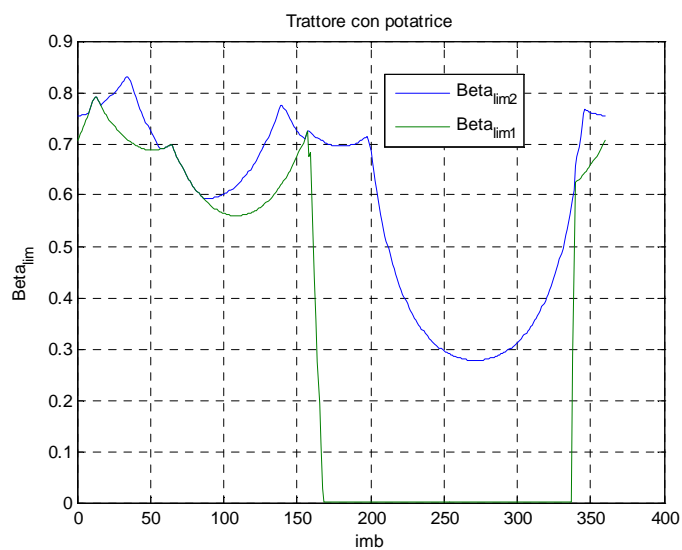


Figura 3.19- Condizioni limite di primo distacco e ribaltamento: trattore con potatrice.

Fatte le considerazioni sul grafico lineare, si riporta in forma polare solo la parte significativa, ovvero quella relativa allo "ultimo contatto".

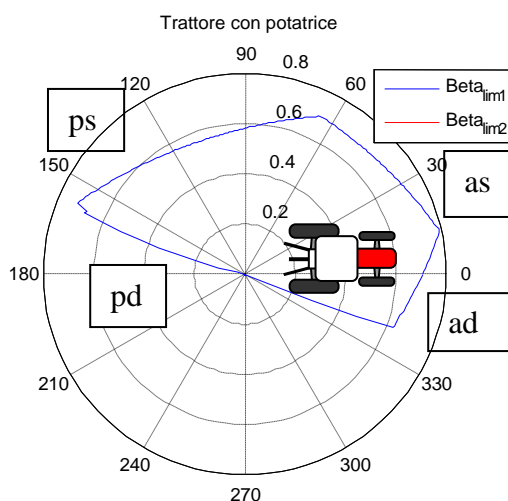


Figura 3.20- Condizioni limite di ultimo contatto: trattore con potatrice.

Quello che si può meglio capire da Figura 3.20 è come effettivamente l'inclinazione del piano vada a controbilanciare la mal distribuzione dei pesi. Infatti solo un certo range di orientazioni, tali da garantire che la pendenza non vada a sommare i suoi effetti allo sbilanciamento dei pesi, permettono alla trattore di stare in equilibrio.

Se, ad esempio, montassimo la potatrice sul lato opposto della trattore vedremmo il grafico modificarsi profondamente, perché le orientazioni che consentirebbero l'equilibrio sarebbero opposte a quelle viste qui, dovendo essere opposto il senso di inclinazione della trattore. Il fatto che per alcuni casi non esista una condizione di equilibrio è dovuto al fatto che l'orientazione è tale da non consentire, aumentando la pendenza, di controbilanciare l'effetto ribaltante. Nota più qualitativa è invece considerare che il diagramma polare non è più simmetrico rispetto all'orizzontale e ciò è dovuto al fatto che la potatrice è un carico sporgente. Ciò fa sì che il baricentro globale non giaccia più sull'asse longitudinale e non si abbia più simmetria di comportamento nel laterale.

I risultati ottenuti mostrano che l'utilizzo di una potatrice laterale su una trattore da frutteto, senza una zavorra posteriore, porta ad un eccessivo sbilanciamento delle trattore. D'altra parte si è anche volutamente scelto un attrezzo particolarmente pesante, in modo da portare la trattore in condizioni limite.

Un esempio della potatrice considerata è riportato in Figura 3.21.



Figura 3.21- Immagine potatrice montata su una trattrice

5. Risultati per trattrice con potatrice e zavorra posteriore

Per il caso in cui la trattrice abbia una potatrice con zavorra posteriore montata si ottengono i risultati riportati in Figura 3.22 e Figura 3.23.

Da Figura 3.22 si nota che l'aver montato una zavorra posteriore insieme alla potatrice ha avuto un effetto positivo sul ribaltamento della trattrice, in quanto non tende più a ribaltarsi a pendenza nulla. Evidentemente la potatrice essendo molto sporgente all'anteriore, oltre che lateralmente, stressava eccessivamente il posteriore, sollevandolo molto facilmente.

Si noti che il campo più critico di orientamento del veicolo rimane più o meno lo stesso, tra i 170° e 320° , dove si hanno le pendenze limite minori. Quest'ultime rimangono comunque basse, segno del fatto che la potatrice rimane anche in questa condizione critica per il ribaltamento.

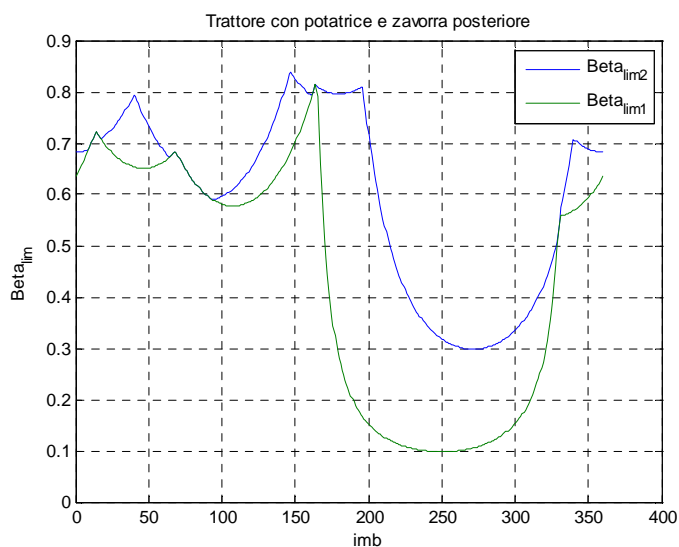


Figura 3.22- Condizioni limite di primo distacco e ribaltamento: trattore con potatrice e zavorra posteriore.

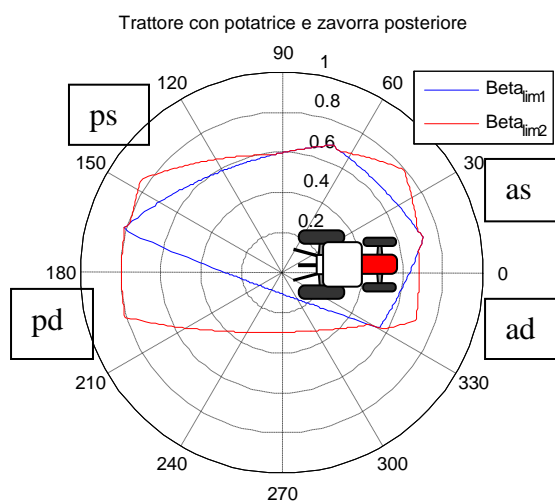


Figura 3.23- Condizioni limite di primo distacco e ribaltamento: trattore con potatrice e zavorra posteriore.

Dal grafico di Figura 3.23 si può apprezzare come effettivamente per ogni orientazione della trattore vi sia una pendenza limite e che quindi non si verifica più il ribaltamento in piano. Ovviamente le pendenze maggiori si raggiungono con quelle orientazioni che permettono da sole di bilanciare con la pendenza l'effetto dello sbilanciamento dei carichi, mentre laddove l'effetto va a sommarsi le pendenze decrescono.

Considerazioni simili possono essere fatte per gli angoli di ribaltamento, che in questo caso tornano ad avere un senso reale.

3.2- Prove sperimentali di ribaltamento trattrice standard

Per verificare la validità del modello costruito è stata eseguita un'analisi sperimentale sulla trattrice da frutteto, presso il centro di ricerca dell'ente CRA (Consiglio Ricerca e Agricoltura) [25] di Treviglio.

Nella preparazione della trattrice sono stati montati gli stessi pneumatici considerati nel modello di calcolo e sono stati portati, sia all'anteriore che al posteriore, ad un livello di pressione unico e pari ad 1,5bar. Inoltre è stato riempito il serbatoio del carburante.

Le prove di ribaltamento sono state eseguite grazie ad una piattaforma inclinabile, sulla quale è stata posta la trattrice, tenuta in sicurezza da catene lasciate lasche [26] ed attaccate ai cerchi delle ruote. L'inclinazione della piattaforma è ottenuta utilizzando il sollevatore di un carroponte per piccole inclinazioni ed un attuatore oleodinamico per inclinazioni maggiori, posto tra la piattaforma ed il suolo. Quest'ultimo (Figura 3.24 a sinistra) permette di ottenere velocità di inclinazione della piattaforma inferiori a $0.1 \frac{\text{deg}}{\text{s}}$, che ben riproducono il fenomeno statico.



Figura 3.24- Attuatore idraulico collegato alla piattaforma (sinistra) e inclinometro (destra).

La misurazione della sua inclinazione è effettuata mediante un inclinometro (Figura 3.24 a destra), con una risoluzione di 0.1° ed una accuratezza di 0.2° .

Le ruote della trattrice che si caricano sono state poste su delle grate d'acciaio, in modo che non scivolino durante la prova, mentre quelle che si scaricano su dei supporti di altezza pari delle grate. L'utilizzo delle grate in particolare è importante per ottenere risultati che dipendano esclusivamente dalle

caratteristiche della trattore; infatti se essa scivolasse la prova sarebbe non più valida, mentre far appoggiare le ruote contro una battuta, seppur di altezza limitata, crea un certo sostegno alla trattore, tanto maggiore quanto bassa è la spalla dello pneumatico.

Sono state eseguite più prove, inclinando la piattaforma fino al sollevamento della prima e della seconda ruota, monitorate mediante l'inclinometro solidale alla pedana. La condizione di distacco di due ruote è stata verificata per un numero inferiore di prove, a causa dei rischi che una tale operazione, su un mezzo di 3000kg comporta.



Figura 3.25- Trattore dopo il primo distacco della ruota posteriore a sinistra (sinistra) ed il secondo distacco della ruota anteriore a sinistra (destra).

Le orientazioni valutate, rappresentanti le più critiche (limitate anche dalla dimensione della pedana), sono state con la trattore a 90° , 270° e 257° rispetto alla pendenza. L'orientazione di 257° (con la trattore leggermente in discesa) è stata provata perché è quella valutabile sperimentalmente più vicina a quella di che comporta la minore pendenza di primo distacco stimata dal modello di calcolo e per essa la prova è stata effettuata una sola volta a causa del rischio.

I risultati sono riportati in Tabella 3.2, adimensionalizzati rispetto allo stesso valore di inclinazione utilizzato nell'analisi teorica.

Orientazione	Incl. 1° distacco ad.	Incl. 2° distacco ad.
270°	0.404	
270°	0.390	0.483
270°	0.394	
257°	0.400	
257°	0.386	
90°	0.426	
90°	0.417	
90°	0.411	0.497

Tabella 3.2- Risultati prove, inclinazioni di 1° e 2° distacco adimensionalizzate.

Le prove effettuate hanno permesso inoltre di verificare l'evolversi della configurazione della trattrice dopo il primo distacco. Da Figura 3.25 a sinistra si nota infatti come la cassa della trattrice, dopo il primo distacco, ruoti relativamente alla sala appoggiandosi su di essa, come considerato nel modello di calcolo numerico.

Il confronto tra analisi numerica e sperimentale è visibile in Figura 3.26 e si può notare come i punti sperimentali risultino molto prossimi a quelli stimati.

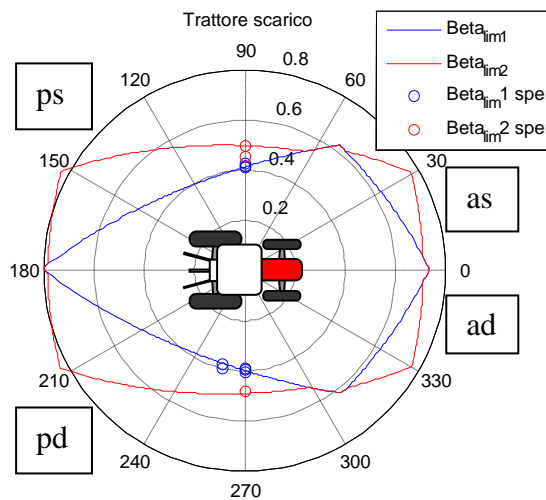


Figura 3.26- Confronto risultati sperimentali-numerici.

Volendo avere un'unica inclinazione adimensionale di riferimento per ogni orientazione, per quelle in cui si sono fatte più prove se ne valuta la media e la variabilità che, avendo a disposizione un numero di dati limitati, sarà valutata come metà dello scostamento massimo tra i risultati delle singole prove. Si ottiene:

Orientazione	Incl. 1°distacco ad	Variabilità	Incl. 2°distacco ad	Variabilità [%]
270°	0.396	±0,007	0.483	-
257°	0.393	±0,007	-	-
90°	0.418	±0,007	0.477	±0.02

Tabella 3.3- Inclinazioni medie di 1° e 2° distacco, adimensionalizzate.

Considerando gli errori di previsione rispetto alla media delle osservazioni ed il loro errore percentuale si ottengono i risultati di Tabella 3.4 e Figura 3.27. Gli errori riscontrati sono sempre contenuti e solo in un caso superano il valore di 1° di inclinazione.

Orientazione	Errore 1°distacco	Errore 2°distacco
270°	0,002	0,008
257	-0,013	
90	-0,004	0.022

Tabella 3.4- Errori tra media osservazioni e previsione, adimensionalizzati.

Per il primo distacco gli errori percentuali sono abbastanza contenuti, con il massimo che è nell'ordine del 3% per orientazione di 257°. Nel secondo distacco mediamente l'errore aumenta, con un massimo che arriva al 4,5% ed una tendenza della stima a sopravvalutare la pendenza limite. Si tenga però presente che in quest'ultimo caso e in quello con orientazione pari a 257° i dati sperimentali si basano su un numero più limitato di prove rispetto agli altri.

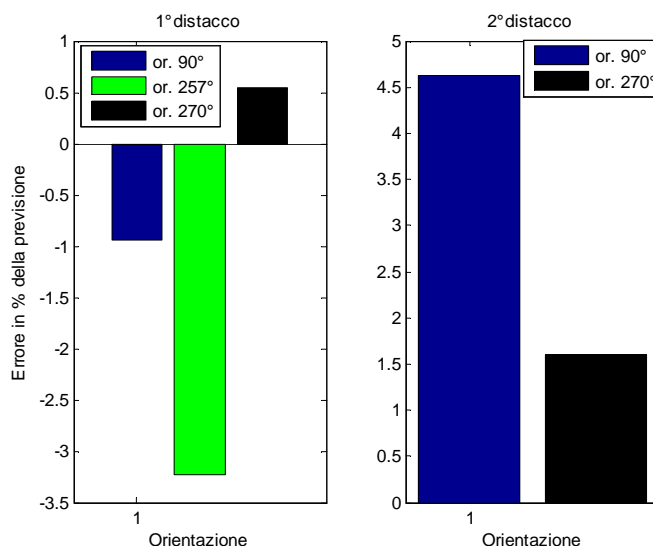


Figura 3.27- Differenza tra risultati sperimentali e previsione numerica.

Il modello costruito stima con precisione le inclinazioni critiche per il distacco delle ruote.

3.3 - Ribaltamento trattrice con sospensioni

La trattrice sospesa ha la caratteristica fondamentale di avere l'assale anteriore sospeso rispetto al corpo del veicolo, tramite le sospensioni a quadrilatero introdotte nel capitolo 2. Ciò è importante nel ribaltamento, in quanto in presenza di un momento rollante, l'anteriore contribuirà ad un suo bilanciamento. Al posteriore, invece, il veicolo è munito di un solo stadio sospensivo, rappresentato dagli pneumatici.

3.3.1- Modello trattrice sospesa

Per lo studio del ribaltamento statico della trattrice sospesa si è usato un approccio basato sulla rigidità di rollio del mezzo e sul centro di rollio che la geometria ne determina; il modello concettuale utilizzato è lo stesso che è stato validato per la trattrice tradizionale ed è riportato in Figura 3.28. Permette di considerare gli effetti delle rigidità degli pneumatici e quelli (aspetto più importante) delle sospensioni, sul rollio (ρ) del veicolo.

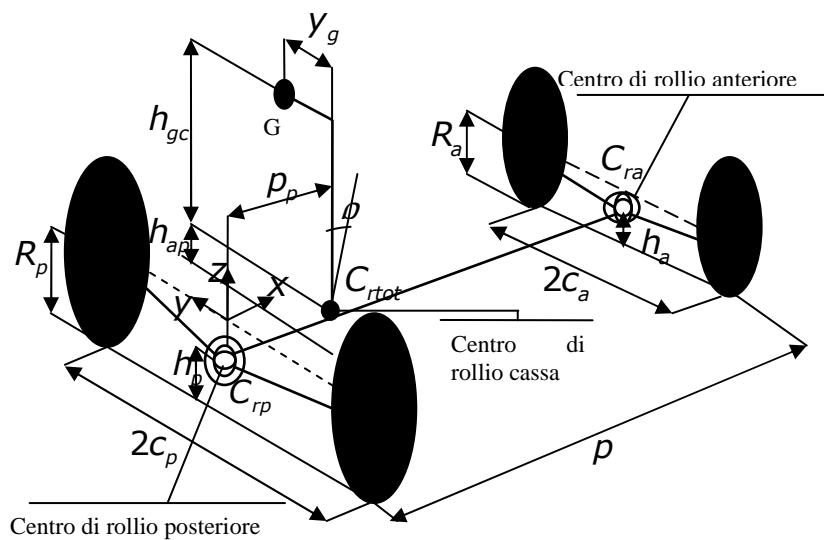


Figura 3.28- Modello a centri di rollio trattrice sospesa.

Come fatto per il modello relativo alla trattoria tradizionale, si trascura il beccheggio, in quanto limitato.

Per l'anteriore, in questo caso, la posizione del centro di rollio è determinata dalla geometria delle sospensioni, valutata in posizione centrata, trascurando invece gli effetti degli pneumatici in quanto meno significativi.

Per il suo studio ci si avvale di una sua rappresentazione 2D, visibile in Figura 3.29, dove appare collegata alla cassa e alle ruote.

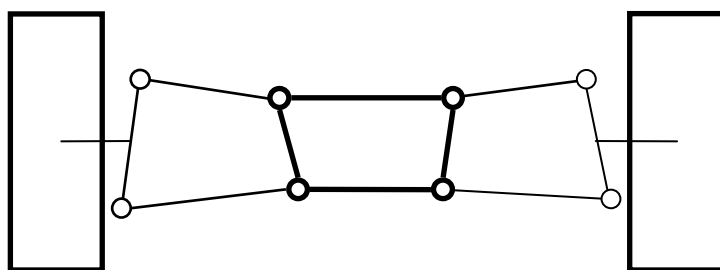


Figura 3.29- Schematizzazione 2D sospensioni, posizione centrata.

Per la determinazione del centro di rollio si deve considerare l'intersezione tra due rette. La prima passante per il punto C_s (contatto tra la ruota sinistra e terreno) e l'intersezione tra le rette passanti rispettivamente per i punti A_s, B_s ed i punti D_s, E_s (rette rosse). La seconda passante per il punto C_d (contatto tra la ruota destra e terreno) e l'intersezione tra le rette passanti rispettivamente per i punti A_d, B_d ed i punti D_d, E_d (rette blu).

Il processo è visibile da Figura 3.30 [22].

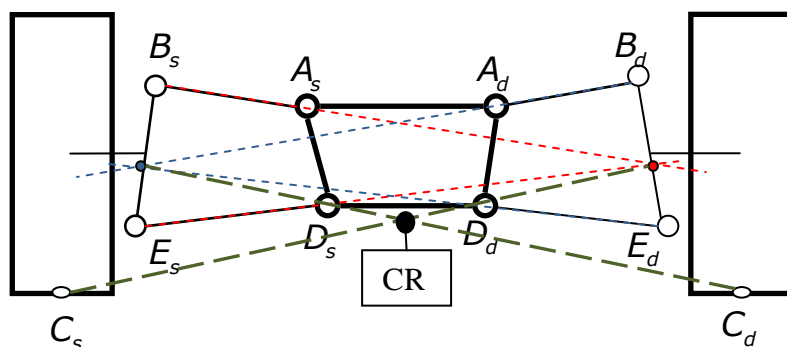


Figura 3.30- Determinazione centro di rollio.

Al posteriore, dove l'unico stadio sospensivo è dovuto agli pneumatici, esso ha altezza pari a metà dell'altezza della spalla degli pneumatici [23]; anche per la trattoria in esame è posto 0.123m dal terreno. La loro posizione sarà considerata

costante al variare del rollio del veicolo, buona approssimazione nel caso in cui le rotazioni rimangano limitate.

Il centro di rollio della cassa è determinato, a partire dalle posizioni dei centri di rollio anteriore, posteriore e del baricentro. E' longitudinalmente sottostante al baricentro del veicolo e appartenente alla retta congiungente i due centri di rollio locali, come evidenziato in Figura 3.28.

Al posteriore, essendo presenti gli pneumatici, schematizzandoli come lineari avremo una rigidezza di rollio pari a:

$$k_{rp} = 2 \cdot k_p \cdot c_p^2 \quad 3.26$$

Dove k_p e c_p sono rispettivamente la rigidezza degli pneumatici e la semicarreggiata posteriore.

All'anteriore, essendo presenti le sospensioni, con le loro non linearità, per maggior precisione si preferisce non definire una rigidezza al rollio, ma di caratterizzare la funzione che lega il momento di rollio al rollio stesso.

Ciò è necessario inoltre perché la rigidezza data dalle sospensioni dipenderà anche dal carico verticale che si ha all'anteriore della trattrice, a causa della tipologia idropneumatica delle sospensioni come si è visto nel capitolo 2.

La determinazione di questa funzione $M_{ra}(\rho, F_{za})$ verrà spiegata nel paragrafo successivo.

Tornando al modello nella sua globalità, per introdurre le forze, si fanno ancora le semplificazioni di considerare le forze di contatto posizionate in corrispondenza della proiezione a terra del centro ruota e di non considerare le differenze di forza longitudinale tra le ruote sinistra e destra di uno stesso asse.

Le forze presenti sono rappresentate in Figura 3.31, dove sono definite nel sistema di riferimento locale posizionato nel centro sala posteriore.

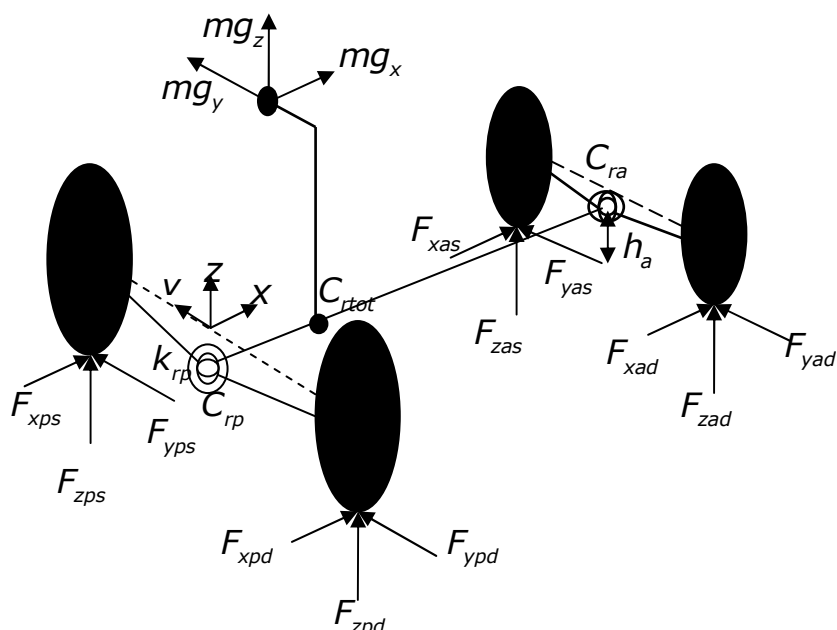


Figura 3.31- Forze agenti sulla trattrice sospesa.

3.3.2- Definizione del momento di rollio all'anteriore

Per la definizione della funzione che lega il momento rollante dell'anteriore al rollio ed il carico al livellamento $M_{ra}(\rho, F_{za})$, si è fatto uso del modello Simulink delle sospensioni precedentemente introdotto, grazie al quale si possono tenere in considerazione numerosi aspetti che le caratterizzano:

- Non linearità geometriche e del circuito idro-pneumatico
- Variazione della carreggiata con lo scuotimento delle sospensioni
- Presenza del finecorsa nei cilindri delle sospensioni

Si è, inoltre, tenuto conto della presenza degli pneumatici, schematizzati come molle lineari, aggiungendole al modello, come si può notare da Figura 3.32. I valori dei parametri utilizzati per le sospensioni sono quelli di targa, attualmente scelti dall'azienda.

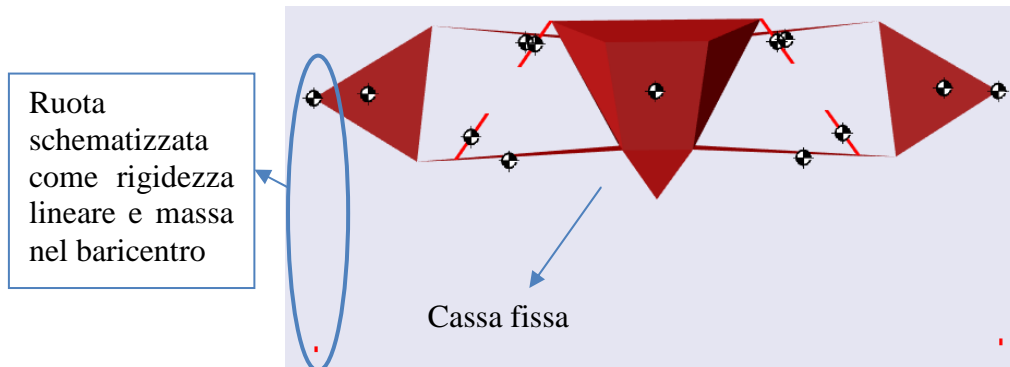


Figura 3.32- Modello 3D sospensioni, con pneumatici.

Nelle simulazioni effettuate è stata mantenuta fissa la cassa, mentre sono state applicate delle forze controllate in corrispondenza delle due ruote, lentamente. Una prima fase ha simulato il livellamento, applicando due forze uguali ad ogni ruota, mentre in una seconda fase i due carichi sono stati variati in controfase, fino ad annullare quello che diminuisce (condizione di distacco). Durante le prove sono state monitorate alcune grandezze come la carreggiata e gli spostamenti verticali delle ruote, che hanno consentito di ricavare il legame desiderato. Il momento di rollio ed il rollio stesso sono stati valutati nel tempo come:

$$M_{ra}(t, \bar{F}_{za}) = F_{zd}(t, \bar{F}_{za}) \cdot c_d(t) - F_{zs}(t, \bar{F}_{za}) \cdot c_s(t) \quad 3.27$$

$$\rho(t) = \frac{z_s(t) - z_d(t)}{c_d(t) + c_s(t)} \quad 3.28$$

Dove c_i sono le semicarreggiate sinistra e destra, mentre z_i gli spostamenti verticali dell'estremo inferiore delle ruote.

La simulazione descritta è stata eseguita per più valori di carico verticale al livellamento ed è stata così creata la funzione $M_{ra}(\rho, F_{za})$, rappresentata in Figura 3.33 e Figura 3.34. Si vede come, all'aumentare del carico anteriore al livellamento, le sospensioni si irrigidiscano ed a parità di rollio aumenti il momento rollante. Per angoli di rollio maggiori si nota l'effetto dell'arrivo a finecorsa di una sospensione (quella in estensione), con la pendenza della curva che aumenta considerevolmente.

Per utilizzare la mappatura eseguita nello studio del ribaltamento sarà necessaria una interpolazione che vada a individuare, dati due valori qualsiasi di carico al livellamento e di rollio, il valore di momento rollante.

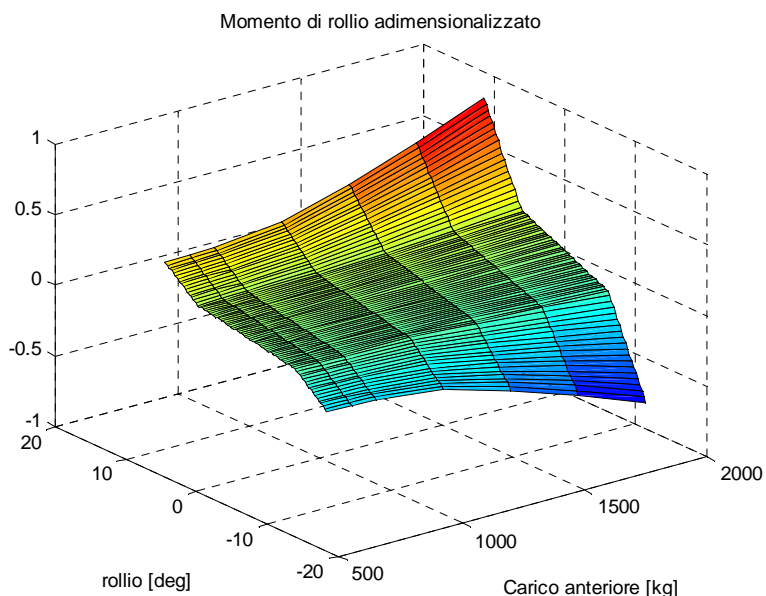


Figura 3.33- Momento di rollio all'anteriore, adimensionalizzato.

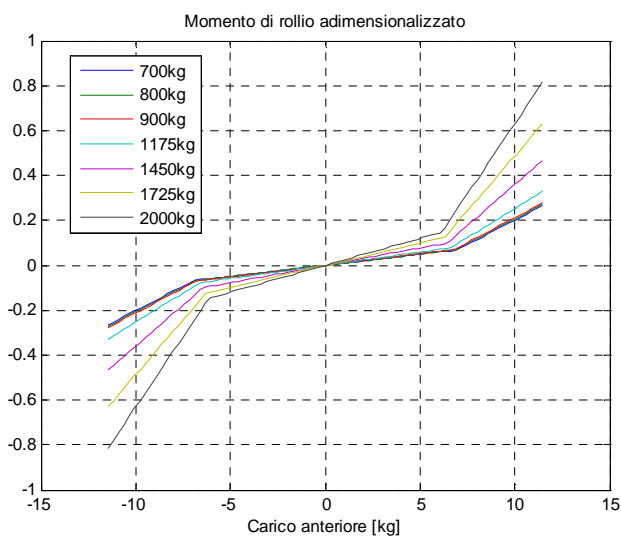


Figura 3.34- Momento di rollio all'anteriore, adimensionalizzato.

3.3.3- Soluzione del modello e condizioni di primo distacco

Fissata l'orientazione del veicolo nello spazio, per la determinazione delle forze verticali, si utilizzano le equazioni di equilibrio del modello di veicolo a centri di rollio. La cinematica del veicolo, rappresentata dall'angolo di rollio, è valutabile dall'equilibrio alla rotazione della cassa, considerando che il

momento rollante dovuto ai carichi esterni sarà bilanciato dai momenti anteriore e posteriore.

Il momento globale dovuto ai carichi esterni avrà espressione uguale a quello riportato nell'equazione 3.10, quello di reazione posteriore sarà legato alla rigidità posteriore, mentre quello anteriore è la funzione precedentemente ricavata. L'equilibrio risulta perciò essere:

$$k_{rp} \cdot \rho + M_{ra}(\rho, \bar{F}_{za}) = mg_z \cdot y_{g(\rho)} - mg_y \cdot h_{gc(\rho)} \quad 3.29$$

Dalla sua soluzione si ricava la posizione di equilibrio del veicolo $\bar{\rho}$.

Risolta la cinematica saranno noti i momenti rollanti che si generano all'anteriore ed al posteriore, che risultano essere:

$$M_{ra} = M_{ra}(\bar{\rho}, \bar{F}_{za}) \quad 3.30$$

$$M_{rp} = k_{rp} \cdot \bar{\rho} \quad 3.31$$

Si consideri ora il veicolo nella sua globalità, rappresentato in Figura 3.35, dove le forze longitudinali di uno stesso asse (anteriore e posteriore) sono considerate uguali e quindi non rientranti negli equilibri. Quest'ultimi, relativi alla traslazione in direzione y e z ed alla rotazione attorno a z ed y, forniscono il sistema:

$$\begin{cases} F_{zas} + F_{zad} + F_{zps} + F_{zpd} + m \cdot g_z = 0 \\ F_{yas} + F_{yad} + F_{yps} + F_{ypd} + m \cdot g_y = 0 \\ (F_{yps} + F_{ypd}) \cdot \rho + m \cdot g_x \cdot y_G + m \cdot g_y \cdot (\rho - \rho_p) = 0 \\ (F_{zps} + F_{zpd}) \cdot \rho + m \cdot g_x \cdot h_G + m \cdot g_z \cdot \rho_a = 0 \end{cases} \quad 3.32$$

Da esso si possono ricavare le forze globali in direzione z ed y agenti al posteriore ed all'anteriore, risolvendo l'equazione matriciale:

$$\begin{pmatrix} F_{ya,tot} \\ F_{yp,tot} \\ F_{za,tot} \\ F_{zp,tot} \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 1 \\ 1 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & \rho & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \rho \end{bmatrix}^{-1} m \begin{pmatrix} -g_z \\ -g_y \\ -g_x \cdot y_G - g_y \cdot (\rho - \rho_p) \\ -g_x \cdot h_G - g_z \cdot \rho_a \end{pmatrix} \quad 3.33$$

Uguale a quella vista per la trattrice tradizionale.

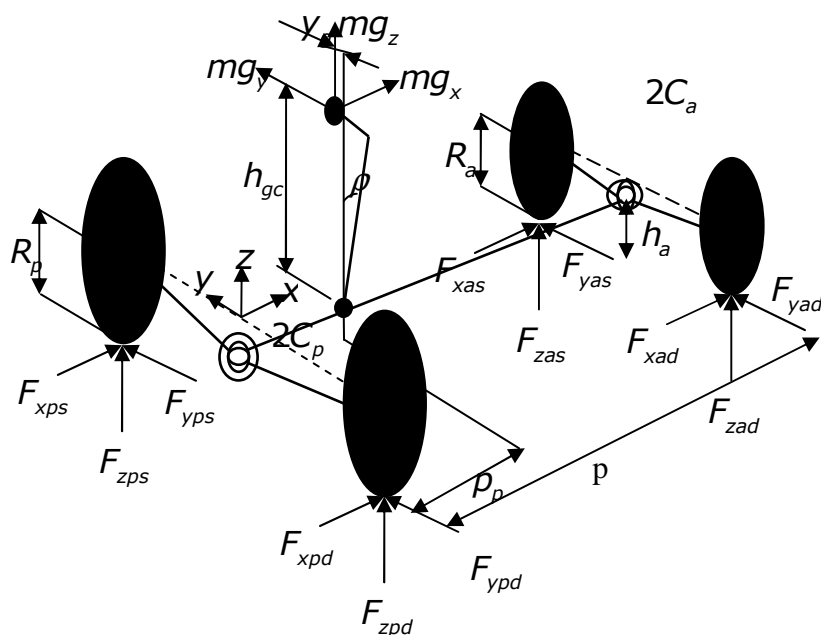


Figura 3.35-Trattrice sospesa, forze agenti.

Per valutare le singole forze verticali si considerino gli equilibri locali di anteriore e posteriore che, analogamente a quanto visto per gli equilibri globali, forniscono espressioni identiche a quelle ricavate per la trattrice tradizionale.

Per l'anteriore, facendo riferimento a Figura 3.8, si possono scrivere gli equilibri alla traslazione lungo z ed alla rotazione attorno ad x, ottenendo le espressioni:

$$\begin{cases} M_{ra} + F_{zas} \cdot 2C_a - F_{za,tot} \cdot C_a + F_{ya,tot} \cdot h_a = 0 \\ F_{za,tot} = F_{zas} + F_{zad} \end{cases} \quad 3.34$$

Per il posteriore, allo stesso modo, facendo riferimento a Figura 3.9, si ottengono le equazioni:

$$\begin{cases} M_{rp} + F_{zps} \cdot 2C_p - F_{zp,tot} \cdot C_p + F_{yp,tot} \cdot h_p = 0 \\ F_{zp,tot} = F_{zps} + F_{zpd} \end{cases} \quad 3.35$$

La soluzione numerica del problema dell'incipiente ribaltamento è effettuata in modo analogo a quanto fatto per la trattrice tradizionale, tramite la funzione di Matlab "fminbnd" impostando la funzione obiettivo:

$$f = \left(\min(\bar{F}_z) \right)^2 \quad 3.36$$

3.3.4- Condizioni di ribaltamento e soluzione del modello

Essendo in questa analisi solamente tre le ruote a contatto con il terreno, è possibile definire le forze verticali direttamente dall'equilibrio globale. Facendo riferimento a Figura 3.36, dove si riporta a titolo d'esempio la configurazione della trattoria dopo il distacco della ruota posteriore sinistra, si ottengono le relazioni:

$$\begin{cases} F_{zas} + F_{zad} + F_{zpd} + m \cdot g_z = 0 \\ F_{zpd} \cdot p + m \cdot g_x \cdot h_G + m \cdot g_z \cdot p_a = 0 \\ F_{zpd} \cdot c_p + m \cdot g_y \cdot h_g - m \cdot g_z \cdot y_G + (F_{zad} - F_{zas}) \cdot c_a = 0 \end{cases} \quad 3.37$$

Il sistema ottenuto è risolvibile e permette di ricavare tutte le forze ai contatti verticali.

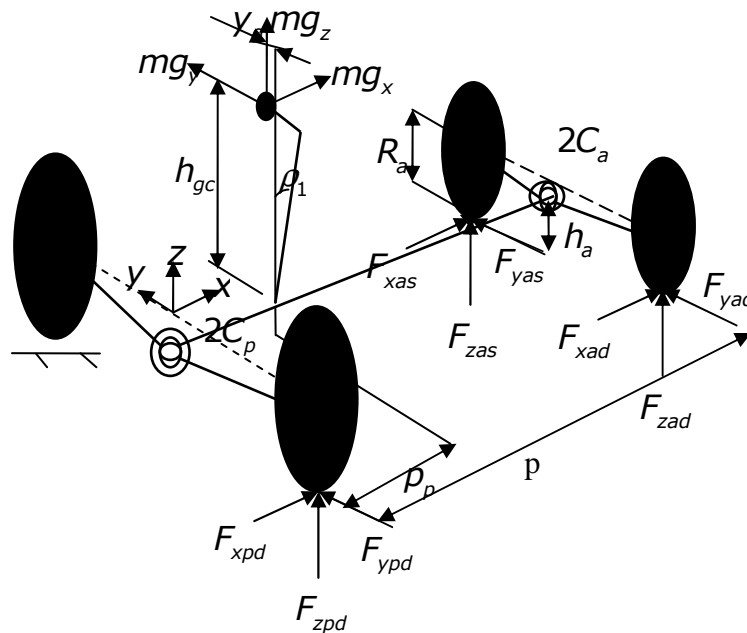


Figura 3.36- Trattoria con una ruota staccata da terra.

Analogamente si risolvono le configurazioni di trattoria con altre ruote staccate. La soluzione numerica del problema del ribaltamento è effettuata in serie a quella dell'incipiente ribaltamento, scegliendo il set di equazioni risolvente il

sistema a tre contatti idoneo. Aumentando sempre più l'angolo di inclinazione del piano su cui giace il veicolo, si troverà una ulteriore condizione limite dove un'altra forza verticale diviene nulla.

Anche in questo caso si utilizzerà come algoritmo risolutivo la funzione "fminbnd" di Matlab, con la funzione obiettivo:

$$f = (\min(\bar{F}_z))^2 \quad 3.38$$

Per la trattoria sospesa si noti che non è presente la variazione di geometria a valle del primo distacco, in quanto la presenza di una rigidità di rollio sia all'anteriore che al posteriore, fa sì che si trovi sempre una posizione di equilibrio, senza la necessità dell'azione di un finecorsa.

3.3.5- Processo risolutivo globale

Il processo risolutivo descritto, nella sua globalità, è riportato schematicamente in Figura 3.37, simile a quello descritto per la trattoria tradizionale, ma caratterizzato dall'assenza del controllo a valle dell'incipiente ribaltamento.

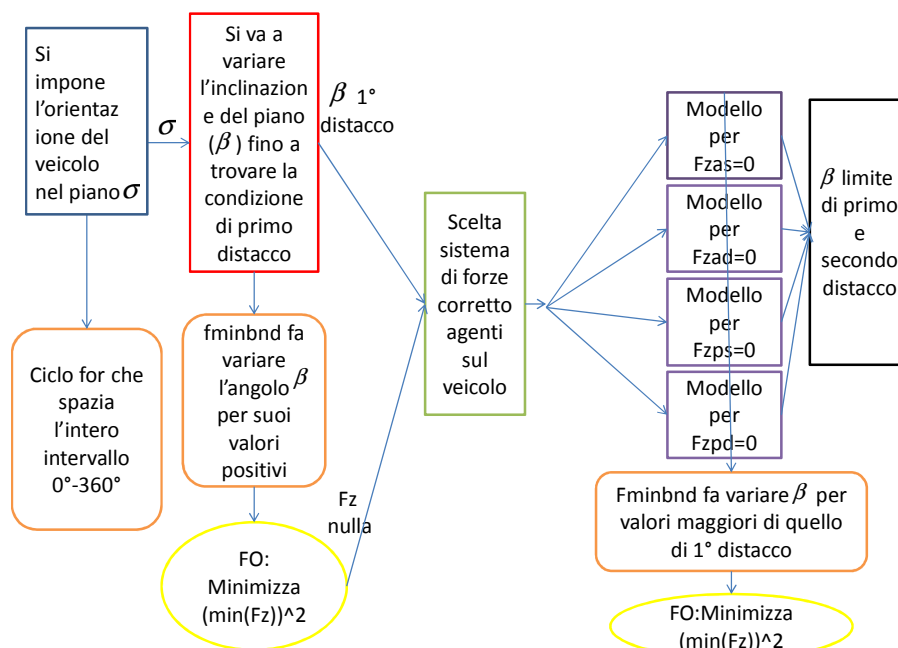


Figura 3.37- Struttura risolutiva del problema di ribaltamento.

3.3.6- Dati trattrice sospesa

I dati relativi alla trattrice sospesa sono stati forniti dall'azienda costruttrice ed il baricentro è posto nella stessa posizione della trattrice tradizionale, con l'obiettivo di effettuare il confronto.

3.3.7- Risultati analisi

L'analisi di ribaltamento è stata effettuata sulla trattrice in varie condizioni di carico: nello specifico si sono scelte quelle più rappresentative delle condizioni d'uso nella realtà. Esse sono uguali a quelle riportate in Tabella 3.1:

1. Trattoria scarica
2. Trattoria con zavorra anteriore
3. Trattoria con attrezzo posteriore
4. Trattoria con potatrice montata
5. Trattoria con potatrice e zavorra posteriore

I risultati delle analisi effettuate, in termini di angoli limite, sono riportate di seguito, dove i valori sono adimensionalizzati rispetto al valore utilizzato per la trattoria tradizionale.

1. Trattoria scarica

Per il caso in cui la trattoria sia scarica si ottengono i risultati riportati in Figura 3.38 e Figura 3.39.

Da Figura 3.38 si noti come non siano presenti condizioni in cui il primo distacco ed il ribaltamento coincidono, a meno dei quattro punti rappresentanti le orientazioni in cui due ruote si alzano contemporaneamente. La trattoria dopo il primo distacco ha dunque delle condizioni di equilibrio con tre appoggi senza avere variazioni di geometria a cavallo del distacco.

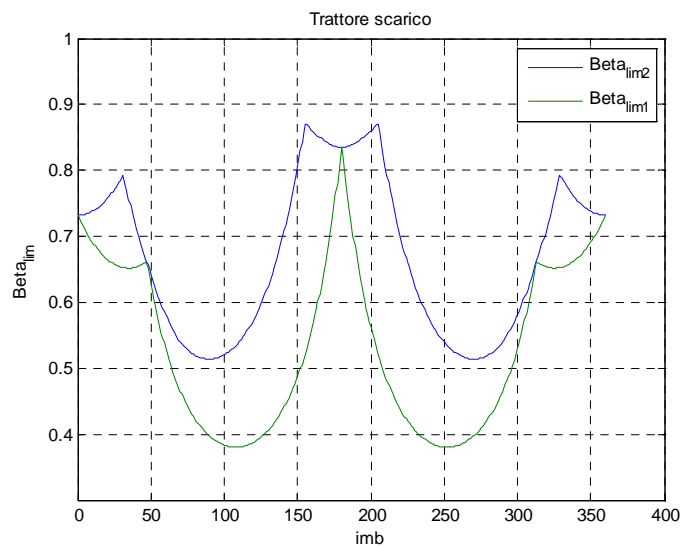


Figura 3.38- Condizioni limite di primo distacco e ribaltamento: trattoria sospesa.

Analizzando anche Figura 3.39 si nota come la parte più critica della trattoria sia il posteriore, in quanto il range in cui le ruote posteriori si staccano (lati sinistri del rombo di 1° distacco, caratterizzati dalle legende “ps” e “pd”) è maggiore di quello relativo alle anteriori.

In generale inoltre, senza considerare le orientazioni parallele o opposte alla pendenza, per le quali la vicinanza del baricentro al posteriore rende più difficoltoso il suo distacco rispetto all’anteriore, il primo distacco delle posteriori si ha per valori minori di pendenza.

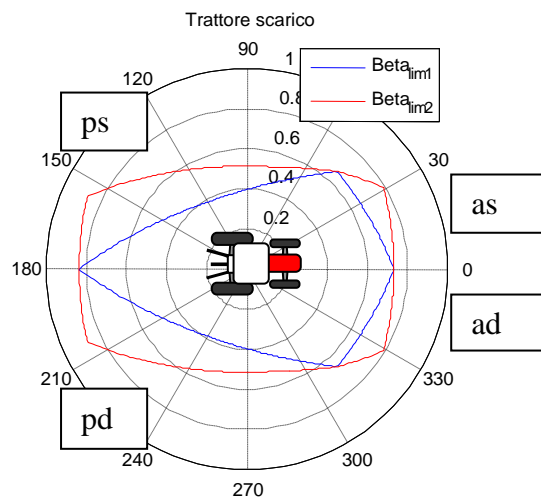


Figura 3.39- Condizioni limite di primo distacco e ribaltamento: trattrice sospesa.

2. Risultati per trattrice con zavorra anteriore

Per il caso in cui la trattrice abbia una zavorra anteriore si ottengono i risultati riportati in Figura 3.40 e Figura 3.41.

Da entrambe si notano delle differenze rispetto al caso con trattrice scarica, come un aumento dell'inclinazione limite per angolo di orientazione nullo (innalzamento anteriore), ed un decremento con angolo di 180°. Ciò avviene perché l'applicazione della zavorra ha avanzato il baricentro globale, andando a penalizzare ulteriormente il posteriore, che avevamo già individuato essere la parte più critica della trattrice.

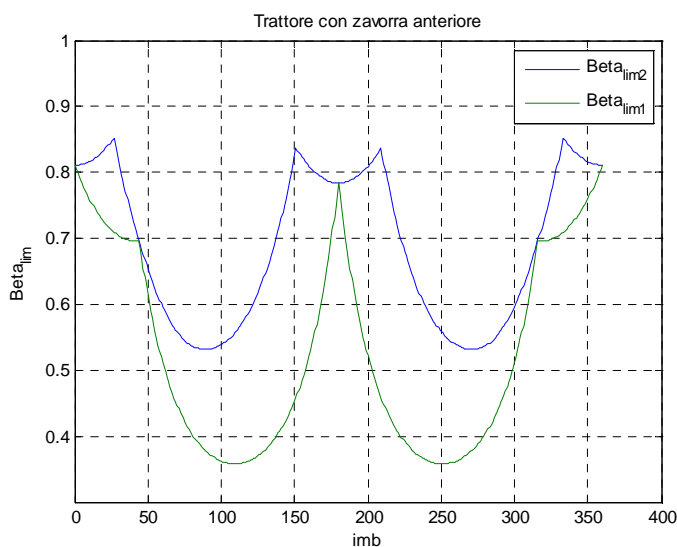


Figura 3.40- Condizioni limite di primo distacco e ribaltamento: trattore sospesa con zavorra anteriore.

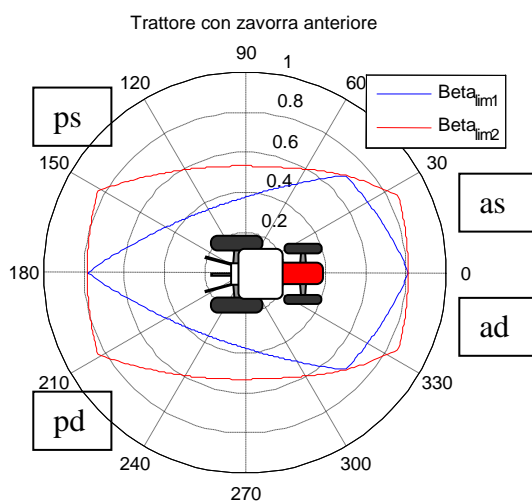


Figura 3.41- Condizioni limite di primo distacco e ribaltamento: trattore sospesa con zavorra anteriore.

Per definire le caratteristiche complessive antiribaltamento si possono andare a valutare le inclinazioni minime che provocano l'innalzamento della prima ruota, nonché le massime, per averne il range di variazione. Per la trattore scarica esso va da 0.38 a 0.83, mentre per quella zavorrata all'anteriore da 0.35 a 0.81; si nota in effetti un piccolo peggioramento nel range, anche se limitato.

Per il ribaltamento globale esso va invece da 0.51 a 0.87 per la trattoria scarica e da 0.53 a 0.85; qui l'effetto è ambivalente, in quanto si innalza leggermente il limite minimo al ribaltamento mentre si abbassa il limite massimo.

3. Risultati per trattoria con attrezzo posteriore

Per il caso in cui la trattoria abbia un attrezzo posteriore montato, si ottengono i risultati riportati in Figura 3.42 e Figura 3.43.

Da Figura 3.42, rispetto ai casi precedenti si noti una sensibile diminuzione dell'inclinazione limite per angolo di orientazione nullo (innalzamento anteriore), mentre sale considerevolmente con angolo di 180°, per effetto dell'indietreggiamento del baricentro globale.

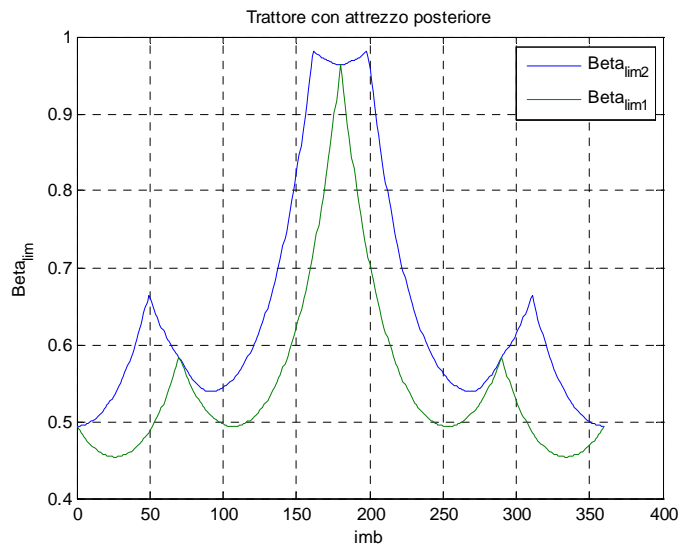


Figura 3.42- Condizioni limite di primo distacco e ribaltamento: trattoria sospesa con attrezzo posteriore.

Lo spostamento del baricentro verso il posteriore ha l'effetto di restringere il range di pendenze alle quali si stacca per prima una ruota posteriore; il "rombo" di primo distacco è più centrato rispetto alla verticale rispetto ai casi precedenti. Questo dovrebbe avere un effetto complessivamente positivo, perché la nuova distribuzione dei pesi va ad aiutare la parte più critica della trattoria, quale è il posteriore.

Il range di variazione delle pendenze limite adimensionalizzate per il primo distacco va da 0.45 a 0.96, mentre per il ribaltamento da 0.49 a 0.97.

Rispetto ai casi precedenti, si nota un significativo aumento della pendenza minima al primo distacco, indice di un miglioramento globale delle

caratteristiche antiribaltamento del veicolo. Per contro, diminuisce l'angolo minimo al ribaltamento (che si ha per l'innalzamento dell'anteriore) a causa dell'arretramento del baricentro che l'attrezzo provoca.

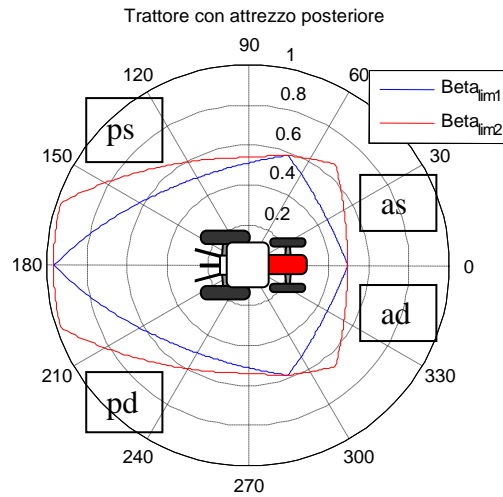


Figura 3.43- Condizioni limite di primo distacco e ribaltamento: trattore sospesa con attrezzo posteriore.

4. Risultati per trattore con potatrice

Per il caso in cui la trattore abbia una potatrice montata, si ottengono i risultati riportati in Figura 3.44 e Figura 3.45.

Da Figura 3.44, si nota come sia presente un range di orientazioni per il quali le pendenze minime al primo distacco sono molto basse, contrariamente al resto dove esse si mantengono su valori elevati.

La stessa cosa avviene per l'andamento relativo al ribaltamento vero e proprio.

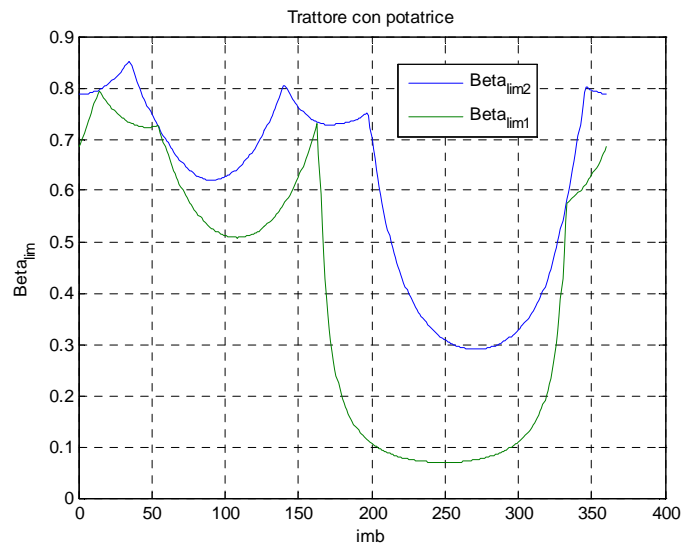


Figura 3.44- Condizioni limite di primo distacco e ribaltamento: trattatrice sospesa con potatrice.

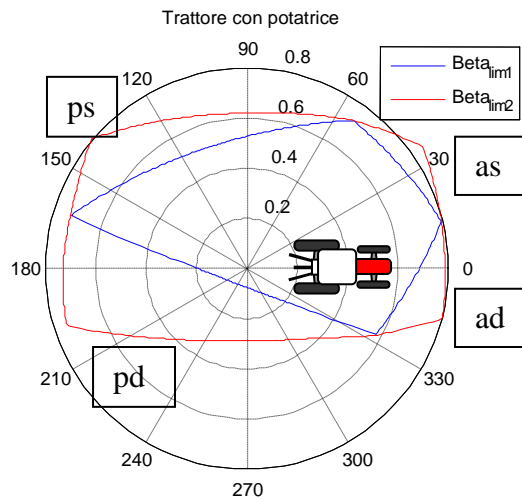


Figura 3.45- Condizioni limite di primo distacco e ribaltamento: trattatrice sospesa con potatrice.

Da Figura 3.45 si riesce a cogliere con più intuito ciò che avviene, in quanto si ha un lato del rombo molto vicino all'origine, con pendenze limite piccole quindi, mentre l'altro è molto più distante, descrivendo pendenze limite elevate. Ciò accade poiché la potatrice è un carico laterale e va a rompere quella simmetria che era stata presente finora nei confronti delle pendenze laterali.

Quindi vi saranno orientazioni per le quali la pendenza va a sommare i suoi effetti a quelli del carico sporgente, provocando un precoce ribaltamento, ed altre per le quali invece l'effetto sarà opposto, ovvero la pendenza va a bilanciare l'effetto eccentrico e provoca un aumento dei limiti di ribaltamento.

5. Risultati per trattrice con potatrice e zavorra posteriore

Per il caso in cui la trattrice abbia una potatrice montata con una zavorra posteriore si ottengono i risultati riportati in Figura 3.46 e Figura 3.47.

Da Figura 3.46 si nota che l'aver montato una zavorra posteriore insieme alla potatrice abbia avuto un effetto positivo sul ribaltamento della trattrice, in quanto i valori di pendenze minime si alzano.

Per il primo distacco la pendenza limite minima adimensionalizzata passa da 0.07 a 0.16, raddoppiando, mentre per il ribaltamento da 0.29 a 0.32; dunque il miglioramento sul distacco della prima ruota è nettamente migliore rispetto a quello sul ribaltamento.

Anche i valori massimi di pendenza raggiungibile aumentano leggermente, passando da 0.8 a 0.82 per il primo distacco e da 0.85 a 0.86 per il secondo distacco; complessivamente la zavorra aumenta le prestazioni della trattrice nel ribaltamento.

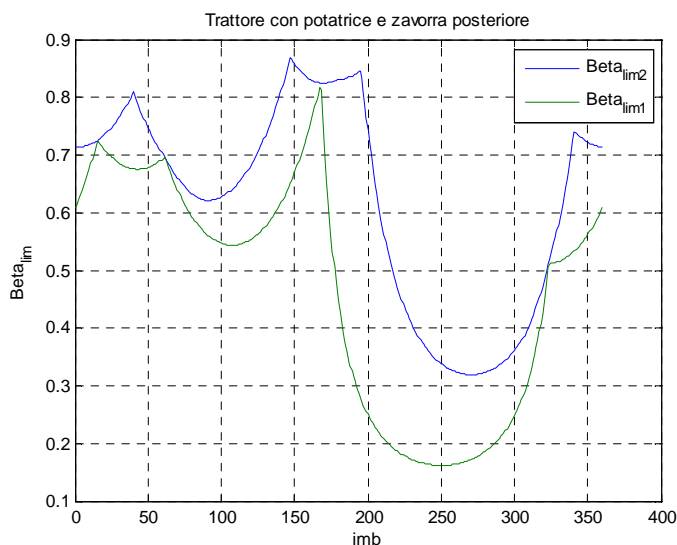


Figura 3.46- Condizioni limite di primo distacco e ribaltamento: trattrice sospesa con potatrice e zavorra posteriore.

Dal grafico di Figura 3.47 si può apprezzare come effettivamente in media i punti del rombo di primo distacco siano più lontani dall'origine rispetto al caso precedente.

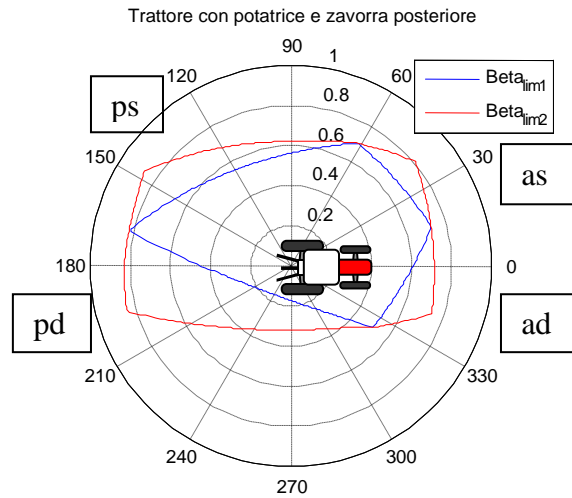


Figura 3.47- Condizioni limite di primo distacco e ribaltamento: trattore sospesa con potatrice e zavorra posteriore.

Le pendenze maggiori si raggiungono con quelle orientazioni che permettono, da sole, di bilanciare con la pendenza l'effetto dello sbilanciamento dei carichi.

3.4 - Confronto tra trattore tradizionale e sospesa

Analizzato il ribaltamento della trattore tradizionale e di quella sospesa, è utile procedere ad un confronto che metta in luce gli aspetti positivi o negativi di un soluzione piuttosto che l'altra. Per fare ciò si andranno a confrontare i risultati visti precedentemente per condizioni di carico simili.

Si precisa che i risultati relativi alla trattore sospesa saranno indicati con il pedice "S", mentre quelli relativi alla basculante con il termine "NS" (non sospesa); saranno adimensionalizzati con il valore precedentemente usato.

3.4.1- Trattore scarica

In Figura 3.48 sono riportate le pendenze minime adimensionalizzate, in scala lineare, relative alla trattore sospesa e quella basculante.

Quello che si può notare è che per il primo distacco esistono due range in cui le trattore hanno comportamento opposto. Per orientazioni nel piano che vanno dai 50° ai 310° circa, si ha che la trattore sospesa ha limiti di primo distacco leggermente minori, mentre per il restante campo di analisi avviene l'opposto.

Inoltre si possono notare altri due aspetti:

- Per la trattrice sospesa non sono più presenti punti di coincidenza tra le condizioni di ribaltamento e di primo distacco. Ciò è dovuto al fatto che con le sospensioni non si ha più la variazione di geometria che caratterizza la trattrice basculante dopo il primo distacco. Esistono sempre condizioni di equilibrio intermedie tra i due fenomeni.
- Per il ribaltamento la curva relativa alla trattrice sospesa è sempre al di sopra di quella relativa alla basculante; rispetto al primo distacco qui le prestazioni della trattrice sospesa sono migliori.

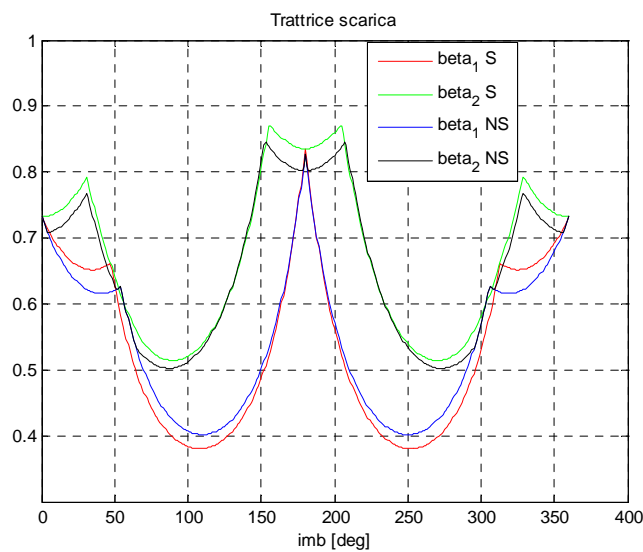


Figura 3.48- Confronto tra trattrice sospesa e non sospesa in configurazione scarica.

Si veda ora Figura 3.49 dalla quale si può cogliere meglio il primo aspetto di quelli finora discussi.

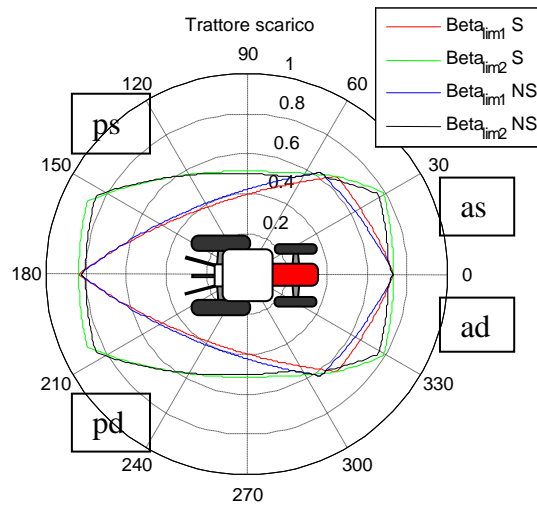


Figura 3.49- Confronto tra trattore sospesa e non sospesa in configurazione scarica.

I rombi di primo distacco di trattore sospesa e non, presentano un incrocio che sta ad indicare il momento in cui le prestazioni dell'uno diventano inferiori a quello dell'altro. Quelle della trattore sospesa sono peggiori per quanto riguarda il distacco di una ruota posteriore (lati sinistri dei rombi), mentre migliorano quando è una ruota anteriore ad alzarsi.

Ciò è spiegabile pensando che nella trattore sospesa, rispetto a quella rigida, il centro di rollio anteriore e quindi il globale sono ribassati e ciò va ad aumentare il momento rollante che deve essere bilanciato dalle rigidità di rollio, a parità di condizioni di carico esterne (equazione 3.10, aumenta h_{gc}).

Il fatto che l'anteriore contribuisca con la sua rigidità al bilanciamento del momento ribaltante, non è evidentemente sufficiente a bilanciare il suo aumento; ciò fa sì che complessivamente si scarichi sul posteriore un momento maggiore, che lo stressa di più rispetto al caso di trattore basculante.

L'anteriore in virtù di ciò vedrà crescere le pendenze limite per il suo distacco.

Essendo però nel caso in esame il posteriore la parte critica nel ribaltamento, questo effetto incide negativamente sulle prestazioni, infatti le pendenze minime adimensionali al ribaltamento passano da 0.40 per la tradizionale a 0.38 per la sospesa.

3.4.2- Trattore con zavorra anteriore

In Figura 3.50 e Figura 3.51 è riportato il confronto tra i risultati della trattore sospesa e basculante, montanti la zavorra anteriore.

Sono presenti tutti gli aspetti notati per la trattore scarica; si ha un punto in cui le curve di primo distacco si incrociano e quelle di ribaltamento della trattore sospesa sono migliori rispetto a quelle della rigida.

L'avanzamento del baricentro del veicolo non sembra incidere sensibilmente nel comportamento della trattore sospesa rispetto alla rigida.

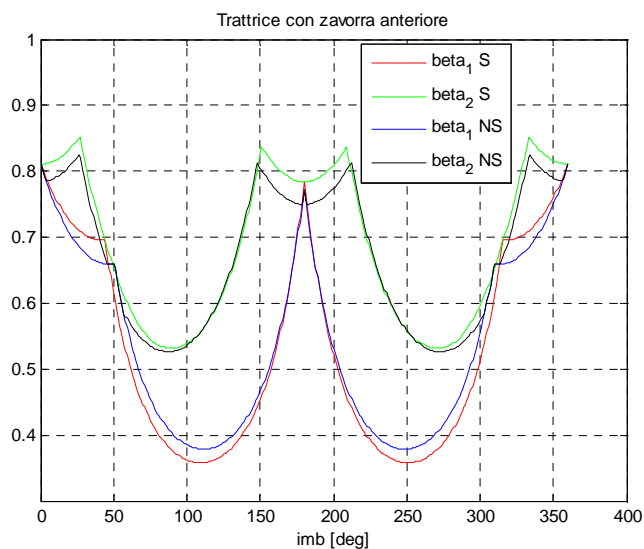


Figura 3.50- Confronto tra trattore sospesa e non sospesa con zavorra anteriore.

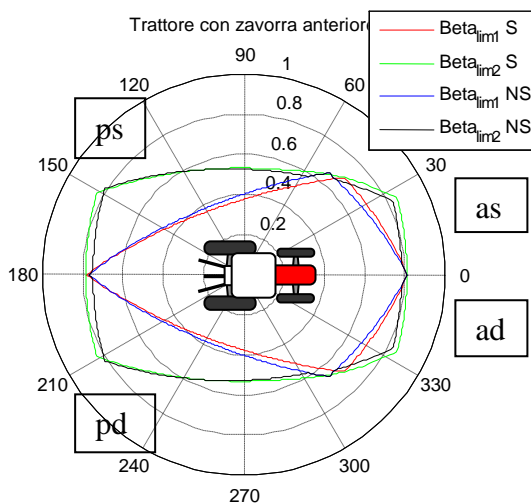


Figura 3.51- Confronto tra trattore sospesa e non sospesa con zavorra anteriore.

3.4.3- Trattrice con attrezzo posteriore

In Figura 3.52 e Figura 3.53 sono riportati i risultati delle analisi effettuate sulla trattrice sospesa e non sospesa montanti un attrezzo al posteriore, caratterizzate dunque da un baricentro molto spostato verso il posteriore.

Da Figura 3.52 si nota come per il primo distacco non sia più presente in maniera evidente una variazione relativa di prestazioni tra le trattrici rigida e sospesa.

Per il ribaltamento completo si ha un contenuto miglioramento della trattrice sospesa, che per qualche orientazione tende ad annullarsi; si noti che per alcuni range le due curve coincidono sostanzialmente, anche se per brevi tratti.

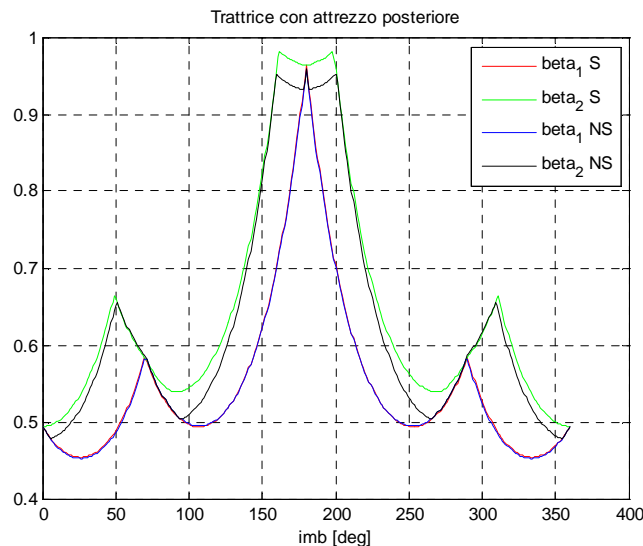


Figura 3.52- Confronto trattrice sospesa e non sospesa con attrezzo posteriore.

Analizzando Figura 3.53 si nota come il grafico sia molto più spostato a sinistra rispetto ai casi precedenti e ciò può far capire come mai le prestazioni della trattrice sospesa sono simili rispetto a quella rigida. Le sospensioni vanno ad agire a discapito del posteriore, con il loro contributo di rigidità e con l'abbassamento del centro di rollio, ma in questo caso tale azione è limitata dal fatto che, essendo quest'ultimo molto carico, ne risente meno.

La posizione arretrata del baricentro, fa gravare meno carico sull'anteriore facendolo divenire la parte critica della trattrice. Ciò ha anche un ulteriore effetto sulle sospensioni, poiché provoca al livellamento un raggiungimento di pressioni nei cilindri relativamente basse, che incidono sulla rigidità al rollio delle sospensioni, riducendola. Avvenendo ciò, diminuisce la quota di momento rollante che l'anteriore bilancia, andando a limitare il peggioramento che si ha nelle prestazioni.

Si può affermare, in tal senso, che le sospensioni si auto-regolano, fatto sicuramente positivo nel quadro, comunque negativo, di una perdita di prestazione vista finora.

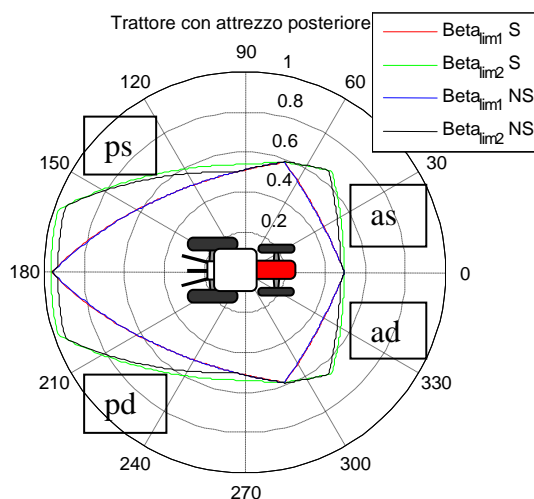


Figura 3.53- Confronto tra trattore sospesa e non sospesa con attrezzo posteriore.

3.4.4- Trattore con potatrice

In Figura 3.54 e Figura 3.55 sono riportati i risultati relativi al ribaltamento delle trattore sospesa e non sospesa con montata una potatrice, che ha l'effetto di spostare il baricentro molto all'anteriore, rendendolo anche sporgente lungo la carreggiata.

Da Figura 3.54 si nota che, mentre come già detto la trattore non sospesa si ribalta in piano, quella non sospesa permette che ciò non accada. Il range più critico rimane sempre lo stesso per entrambe, quello ovvero dove le pendenze non riescono a bilanciare l'effetto di sbilanciamento laterale dei carichi.

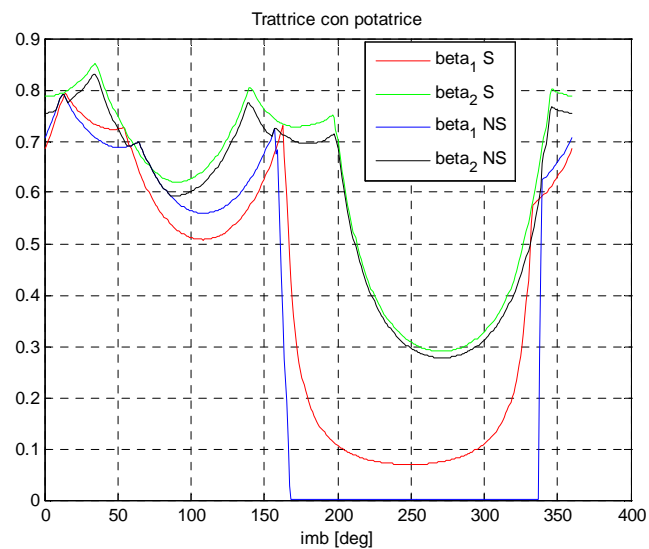


Figura 3.54- Confronto tra trattrice sospesa e non sospesa con potatrice.

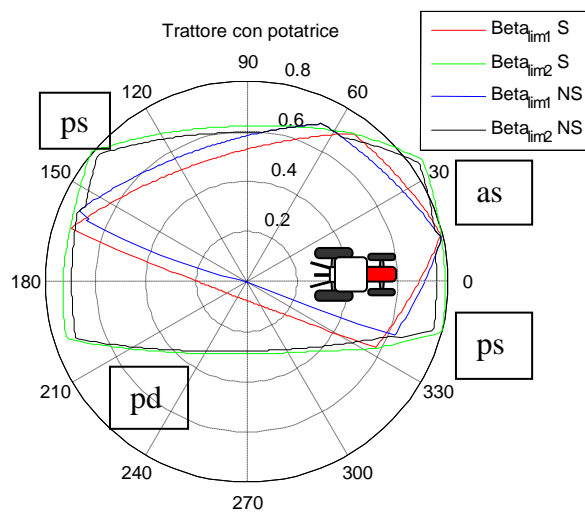


Figura 3.55- Confronto tra trattrice sospesa e non sospesa con potatrice.

Da Figura 3.55 si nota come la variazione di risultato tra i due casi sia più evidente rispetto a quelle riscontrate nelle configurazioni precedenti; la pendenza minima adimensionale di primo distacco cresce da 0 e 0.07. Ciò è dovuto alla presenza del carico eccentrico avanzato, che va a stressare le qualità di antiribaltamento laterale che ha la trattrice; l'aggiunta di rigidità rollante all'anteriore (elevata) fa sì che proprio queste caratteristiche vengano

migliorate, grazie ad una migliore distribuzione dei momenti tra anteriore e posteriore.

Inoltre, essendo elevato il carico verticale all'anteriore, il contributo di rigidità delle sospensioni sarà rilevante, fatto sicuramente positivo in questo caso.

3.4.5- Trattoria con potatrice e zavorra posteriore

In Figura 3.56 e Figura 3.57 sono riportati i risultati relativi al ribaltamento delle trattorie sospesa e non sospesa con montata la potatrice ed una zavorra posteriore.

L'effetto dell'aggiunta, alla potatrice, di una zavorra posteriore è quello di spostare il baricentro (molto avanzato con la sola potatrice) un po' più indietro, stressando meno il posteriore.

Anche in questo caso, dove la trattoria tradizionale riesce a non sollevarsi a pendenze nulle, si vede come la trattoria sospesa riesca a migliorare significativamente le prestazioni, andando ad aumentare la pendenza minima adimensionale di primo sollevamento da 0.095 per la trattoria non sospesa a 0.16 per quella sospesa, con un aumento prossimo al 70%.

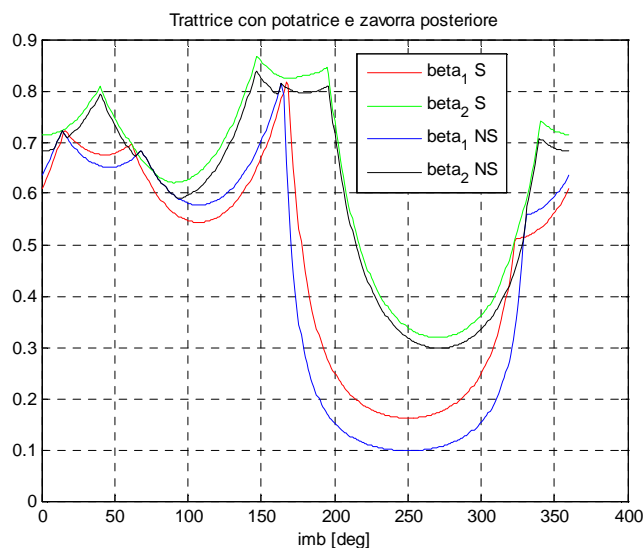


Figura 3.56- Confronto tra trattoria sospesa e non sospesa con potatrice e zavorra posteriore.

Anche da Figura 3.57 si nota il miglioramento di prestazioni, con il rombo di primo sollevamento della trattoria sospesa che, soprattutto in prossimità dei valori minimi, sta più distante dall'origine rispetto a quello della trattoria non sospesa.

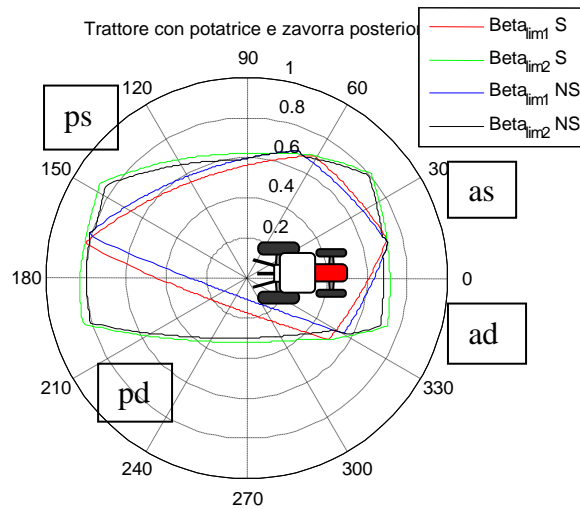


Figura 3.57- Confronto tra trattrice sospesa e non sospesa con potatrice e zavorra posteriore.

3.4.6- Confronto globale

Si riporta ora un confronto tra le prestazioni delle due trattrici, valutate tramite le pendenze minime adimensionalizzate, che provocano incipiente ribaltamento e ribaltamento.

In Tabella 3.5 sono confrontati i risultati relativi all'incipiente ribaltamento e si nota come, in assenza di carichi sporgenti ed avanzati, la trattrice tradizionale si comporti leggermente meglio della sospesa, con valori limite maggiori di qualche punto percentuale. Fa eccezione il caso in cui si abbia l'attrezzo posteriore, in quanto cambia la ruota che si stacca per prima.

La trattrice sospesa si comporta nettamente meglio, invece, in presenza di carichi sporgenti ed avanzati (potatrice).

Configurazione	Tradizionale	Sospesa	
	beta1 min adim	beta1 min adim	Var % (trad)
Scarica	0.40	0.38	-4,87
Zavorra anteriore	0.38	0.36	-4,86
Attrezzo posteriore	0.452	0.454	0,35
Potatrice	0,00	0.07	
Potatrice e zav post	0.09	0.16	68,67

Tabella 3.5- Confronto sul primo distacco.

In Tabella 3.6 è riportato il confronto sulle pendenze limite adimensionalizzate di ribaltamento completo.

Contrariamente a quanto visto per l'incipiente ribaltamento le prestazioni della trattrice sospesa sono leggermente migliori in ogni configurazione.

Configurazione	Tradizionale	Sospesa	
	beta2 min adim	beta2 min adim	Var % (trad)
Scarica	0.49	0.51	5,49
Zavorra anteriore	0.51	0.53	4,54
Attrezzo posteriore	0.48	0.49	3,37
Potatrice		0.29	
Potatrice e zav post	0.30	0.32	6,84

Tabella 3.6- Confronto sul secondo distacco.

Si riporta infine un ulteriore confronto, nel quale vengono inseriti i valori delle pendenze limite adimensionalizzate, relative alla trattrice sospesa in modalità basculante, per la quale ovvero siano bloccate le corse verticali dei cilindri, collegando tra loro le camere piston.

Questa soluzione è valutata in quanto in alcune situazioni di lavoro in campo l'operatore può disattivare le sospensioni e lavorare in questa modalità, con il vantaggio di avere una distanza da terra più costante ed una capacità traente (in condizioni di tiro) maggiore. E' dunque necessario valutare i rischi legati al ribaltamento anche in questa configurazione.

Il modello di calcolo utilizzato è lo stesso della trattrice tradizionale, in quanto anche con questa configurazione la rigidità di rollio anteriore è nulla. Ciò che varierà è l'altezza del centro di rollio, che sarà pari a quello definito dalla geometria delle sospensioni.

Da Tabella 3.7 si nota come al primo distacco le prestazioni della trattrice sospesa in modalità basculante siano le peggiori. Questo avviene perché all'abbassamento del centro di rollio anteriore, che condivide con la trattrice sospesa, associa l'assenza di rigidità di rollio all'anteriore. Il posteriore dovrà

per cui bilanciare da solo un momento rollante maggiore a parità di carichi esterni.

Configurazione	Tradizionale	Sospesa		Sospesa basculante	
	beta1 min adim	beta1 min adim	Var % (trad)	beta1 min adim	Var % (trad)
Scarica	0.40	0.38	-4,87	0.34	-15,97
Zavorra anteriore	0.38	0.36	-4,86	0.30	-20,19
Attrezzo posteriore	0.452	0.454	0,35	0.454	0,32
Potatrice	0,00	0.07		0,00	
Potatrice e zav post	0.09	0.16	68,67	5,37	0.08

Tabella 3.7- Confronto sul 1° distacco, con sospesa in modalità basculante.

La sospesa basculante ha le prestazioni peggiori anche per il ribaltamento completo, in quanto presenta, come la tradizionale, la variazione di geometria successiva al primo distacco.

Configurazione	Tradizionale	Sospesa		Sospesa basculante	
	beta2 min adim	beta2 min adim	Var % (trad)	beta2 min adim	Var % (trad)
Scarica	0.49	0.51	5,49	0.47	-3,48
Zavorra anteriore	0.51	0.53	4,54	0.49	-4,40
Attrezzo posteriore	0.478	0.494	3,37	0.489	2,39
Potatrice		0.29			
Potatrice e zav post	0.30	0.32	6,84	0.27	-10,87

Tabella 3.8- Confronto sul 2° distacco, con sospesa in modalità basculante.

3.5 – Conclusioni sul ribaltamento statico

Le prove sperimentali svolte hanno validato il modello analitico a centro di rollio utilizzato per la trattrice tradizionale, che può essere dunque applicato ragionevolmente alla sospesa. Le analisi hanno evidenziato inoltre delle differenze di comportamento al ribaltamento tra le due trattrici.

La tradizionale grazie ad un centro di rollio più alto consente di avere un trasferimento di carico al posteriore minore (nonostante all'anteriore non abbia rigidità di rollio) e prestazioni al primo distacco in generale leggermente migliori della sospesa. Tuttavia quest'ultima mostra minore sensibilità alla presenza di carichi sporgenti ed avanzati (potatrice) e migliora quindi nelle situazioni più critiche per il ribaltamento.

La trattrice sospesa inoltre ha pendenze di secondo distacco maggiori della tradizionale, grazie all'aumento di rigidità anteriore dovuto all'arrivo a

finecorsa di una sospensione ed all'assenza di variazioni di configurazione dopo il primo distacco, che caratterizzano invece la tradizionale.

Ciò è a vantaggio della sicurezza dell'operatore, in quanto una maggiore distanza tra le pendenze limite di primo distacco e di ribaltamento può consentire all'operatore di effettuare operazioni correttive che evitino il ribaltamento.

La sospesa in modalità basculante, unendo le criticità di entrambe (basso centro di rollio, assenza di rigidità anteriore, variazione di configurazione dopo il primo distacco), è caratterizzata dalle prestazioni peggiori.

4. Analisi di comfort e relative prestazioni

Il comfort sta divenendo un parametro fondamentale anche nell'universo delle macchine agricole. Nella presente trattazione si analizzeranno le prestazioni delle due trattrici da frutteto tradizionale e sospesa, con l'obiettivo di capire, in ottica comfort ed aderenza a terra, i vantaggi e gli svantaggi di sospendere l'assale anteriore della trattrice.

Le analisi effettuate saranno svolte usando due tipologie di strumenti numerici:

- Due modelli completi a corpi rigidi, descrittivi anche i fenomeni non lineari.
- Un modello linearizzato descrivente la trattrice sospesa

Le prove che verranno simulate saranno quelle classiche delle ricerche sul comfort; il passaggio su irregolarità distribuita e concentrata. L'analisi dei risultati sarà basata su quanto definito dalla norma ISO relativa al comfort delle macchine agricole, la ISO5008, e dei veicoli stradali ISO2631, e su indici classici delle analisi veicolistiche a riguardo.

4.1- Modelli completi di veicolo

I modelli di veicolo completo utilizzati nel presente lavoro, sono definiti in ambiente Matlab - Simulink. Si basano sulla schematizzazione del veicolo come insieme di corpi rigidi vincolati opportunamente tra loro, mentre gli pneumatici sono caratterizzati mediante le magic formule di Pacejka.

4.1.1- Modello completo trattrice tradizionale

La creazione del modello di veicolo della trattrice tradizionale utilizzato nelle analisi, è stata effettuata in lavori precedenti a quello qui presentato [3], [27]. Esso è strutturato in modo da poter tener conto delle non linearità del veicolo stesso, sfruttando un approccio di tipo modulare, nel quale ogni sottosistema è sviluppato in modo indipendente dagli altri ed implementato in un sottomodello dedicato, comunicante con gli altri mediante variabili di input-output. Ogni modulo è perciò un modello a sé stante, che riproduce il comportamento di un particolare sottosistema del veicolo, come raffigurato in Figura 4.1.

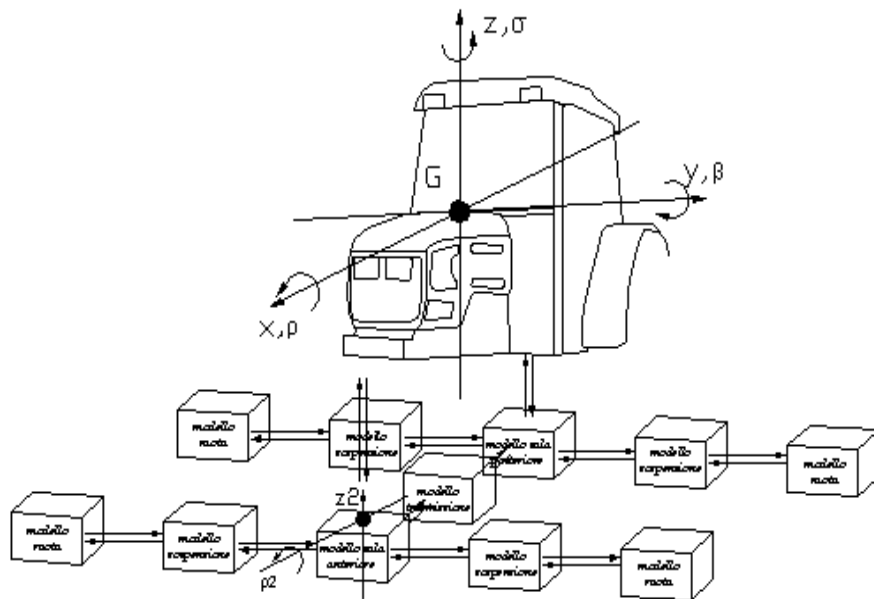


Figura 4.1- Schema a blocchi del modello complessivo.

Il modello globale è diviso in due parti principali, descrittive della dinamica del veicolo uno, e la trasmissione di potenza tra il motore e le ruote l'altro.

Nel modello descrittivo della dinamica, costruito in ambiente sim-mechanics, sono inseriti tutti i sottomodelli relativi alle parti fondamentali costituenti la trattrice, quali cassa, sala anteriore, sala posteriore e ruote. In ognuno di essi, ciascun corpo è descritto dalle proprie caratteristiche inerziali e dalla posizione dei propri punti fondamentali, quali ad esempio la posizione dei vincoli cinematici e del baricentro.

Introducendo in questo modo i corpi, la descrizione delle energie cinetica e gravitazionale ad essi legate, e quindi le loro equazioni di moto, avviene in modo automatico, per mezzo del risolutore multibody che sim-mechanics sfrutta. Fondamentale è la descrizione dei vincoli e, tra gli altri, particolare importanza assume quello di cerniera basculante, che si ha tra cassa e sala anteriore, ottenuto mediante l'utilizzo di una boccia che permette il solo grado di libertà relativo di rotazione attorno all'asse longitudinale.

Nei sottomodelli dove ciò è necessario, sono presenti moduli di analisi cinematica, che consentono di risalire a posizioni, velocità ed accelerazioni di alcuni punti. Ciò è utilizzato ad esempio laddove si debbano introdurre forze che dipendano dallo stato del veicolo, come le forze di contatto tra gli pneumatici ed il terreno o la forza aerodinamica.

Ad esempio nei sottomodelli dei mozzi viene monitorata anche la cinematica, per risalire alle grandezze necessarie al calcolo delle forze di contatto a terra.

E' opportuno soffermarsi ora sul modello utilizzato per il calcolo delle forze al contatto con il terreno, per l'importanza che esse ricoprono nel comportamento del veicolo.

Quest'ultime vengono valutate in un modulo a parte, nel quale si riproduce il comportamento di ciascun pneumatico valutando le forze longitudinali, verticali, laterali e il momento di autoallineamento scambiati con il terreno, noti in ingresso schiacciamento, scorrimento, angoli di deriva e angoli di camber. Viene inoltre tenuto conto del ritardo con cui le forze scambiate all'interfaccia tra terreno e pneumatico vengono trasferite al mozzo ruota, mediante l'introduzione della lunghezza di rilassamento in direzione longitudinale e laterale.

Il modello di forze che viene considerato è basato sul modello di Pacejka [28], che utilizza una formulazione analitica per calcolare le forze di contatto, date le grandezze cinematiche degli pneumatici.

L'andamento della forza longitudinale in assenza di deriva laterale è legata allo scorrimento longitudinale, mentre quello della laterale e del momento di autoallineamento, in assenza di scorrimenti, alla deriva:

$$F_x = \left(D_1 \cdot \text{sen} \left(C_1 \cdot \text{arctg} \left(B_1 \cdot X_1 - E_1 \cdot \left(B_1 \cdot X_1 - \text{arctg} (B_1 \cdot X_1) \right) \right) \right) \right) + S_{v1} \quad 4.1$$

$$F_y = \left(D_2 \cdot \text{sen} \left(C_2 \cdot \text{arctg} \left(B_2 \cdot X_2 - E_2 \cdot \left(B_2 \cdot X_2 - \text{arctg} (B_2 \cdot X_2) \right) \right) \right) \right) + S_{v2} \quad 4.2$$

$$M_z = \left(D_3 \cdot \text{sen} \left(C_3 \cdot \text{arctg} \left(B_3 \cdot X_3 - E_3 \cdot \left(B_3 \cdot X_3 - \text{arctg} (B_3 \cdot X_3) \right) \right) \right) \right) + S_{v3} \quad 4.3$$

Dove S_v è il valore di forza o momento per scorrimento o deriva nulla, mentre D, C, B, E sono coefficienti ricavati sperimentalmente [27],[3] e dipendenti dallo pneumatico, dall'angolo di camber e dalla forza verticale, diversi per le forze longitudinali, laterali e per il momento.

X_1 è lo scorrimento longitudinale globale, che tiene conto del fatto che la forza longitudinale nulla si ottiene a scorrimento non nullo, ed è definito:

$$X_1 = (s_x + S_{h1}) \quad 4.4$$

Dove S_{h1} è lo scorrimento longitudinale per il quale la forza è nulla ed S_x lo scorrimento longitudinale.

X_2 è la deriva globale, che tiene conto del fatto che la forza laterale nulla si ottiene a deriva non nulla, ed è definito:

$$X_2 = (\alpha + S_{h2}) \quad 4.5$$

Dove S_{h2} è la deriva per la quale la forza laterale è nulla ed α la deriva.

X_3 è la deriva globale, relativa al momento di autoallineamento, che tiene conto del fatto che un suo valore nullo si ottiene a deriva non nulla, ed è definito:

$$X_3 = (\alpha + S_{h3}) \quad 4.6$$

Dove S_{h3} è la deriva per la quale il momento è nullo ed α la deriva.

Per tener conto del ritardo con cui le forze generate dagli scorrimenti e dalle derive si trasmettono ai mozzi, importante soprattutto per gli pneumatici che equipaggiano il trattore, caratterizzati da una spalla di notevoli dimensioni [3], è utilizzato il seguente modello del primo ordine [28]:

$$\dot{F}_x = \frac{\sigma_x}{V} (F_{x_sta} - F_x) \quad 4.7$$

$$\dot{F}_y = \frac{\sigma_y}{V} (F_{y_sta} - F_y) \quad 4.8$$

Dove σ_x è lunghezza di rilassamento longitudinale, σ_y la laterale, F_{x_sta} la forza istantanea sullo pneumatico dovuta allo scorrimento, F_{y_sta} la forza istantanea sullo pneumatico dovuta alla deriva e V la velocità di avanzamento.

Per il momento di autoallineamento è invece trascurato il ritardo con cui si trasmette.

Valutate le forze ed i momenti al contatto, nel caso di pura deriva e puro slittamento, per tenere conto della loro presenza contemporanea è utilizzato un modello di comportamento in combinato [29].

Il metodo implementato riceve in ingresso i valori di scorrimento longitudinale, dell'angolo di deriva laterale, della forza longitudinale F_x e laterale F_y calcolate con il metodo precedentemente visto, i valori degli shift orizzontali S_h e verticali S_v , e del picco della curva D , restituendo come risultato i valori di forza longitudinale F_x e laterale F_y , modificati.

Vengono definiti uno slittamento longitudinale modificato (k^*) e una deriva laterale modificata (α^*), definiti:

$$\begin{cases} k^* = s_x + S_{hx} \\ \alpha^* = \alpha + S_{hy} \end{cases} \quad 4.9$$

Noti questi due valori vengono distinti i casi di accelerazione e frenata, definendo la quantità ausiliaria SAG, legata all'angolo di deriva:

$$\begin{cases} SAG = \sin(\alpha^*) & k^* < 0 \\ SAG = (1 - |k^*|) \cdot \sin(\alpha^*) & k^* > 0 \end{cases} \quad 4.10$$

Si definisce poi la quantità β che tiene conto della inclinazione nel piano F_x - F_y del vettore rappresentate la forza complessiva:

$$\beta = ar \cos \left(\frac{|k^*|}{\sqrt{k^{*2} + SAG^2}} \right) \quad 4.11$$

Ed i coefficienti di aderenza:

$$\bullet \begin{cases} \mu_{Xact} = \frac{F_X - S_{v1}}{F_Z} \\ \mu_{Xmax} = \frac{D_1}{F_Z} \end{cases} \quad 4.12$$

$$\bullet \begin{cases} \mu_{Yact} = \frac{F_Y - S_{v2}}{F_Z} \\ \mu_{Ymax} = \frac{D_2}{F_Z} \end{cases} \quad 4.13$$

Da cui si ottengono:

$$\begin{cases} \mu_Y = \frac{\tan(\beta)}{\sqrt{\left(\frac{1}{\mu_{Xmax}}\right)^2 + \left(\frac{\tan(\beta)}{\mu_{Yact}}\right)^2}} \\ \mu_X = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{1}{\mu_{Xact}}\right)^2 + \left(\frac{\tan(\beta)}{\mu_{Ymax}}\right)^2}} \end{cases} \quad 4.14$$

L'espressione finale delle forze di contatto modificate diventa:

$$\begin{cases} F_{Xcomb} = \frac{\mu_X}{\mu_{Xact}} (F_X + S_{v1}) \\ F_{Ycomb} = \frac{\mu_Y}{\mu_{Yact}} (F_Y + S_{v2}) \end{cases} \quad 4.15$$

Il momento di autoallineamento è ridotto in modo proporzionale alla forza laterale.

Tornando alla struttura del modello, la parte che descrive la trasmissione è sviluppata con Sim-driveline e ne riproduce il comportamento dinamico, fornendo la velocità di rotazione delle ruote, date in ingresso le coppie resistenti e motrici. In essa sono presenti sottomoduli che descrivono il comportamento delle parti fondamentali che la caratterizzano, come il motore, la trasmissione, la sala anteriore e quella posteriore. Grazie a questa completa schematizzazione, è possibile implementare differenti layout di trasmissione, che vanno dall'impostazione di diversi rapporti ai cambi, alla variazione di tipologia di trazione (2 a 4 ruote motrici).

L'intero modello descritto riceve in ingresso le condizioni iniziali di marcia e due file, descrittive il fondo su cui la trattrice si trova a muoversi e la traiettoria che dovrà seguire. Quest'ultima in particolare è impostabile fornendo una legge di sterzo prefissata o definendo un percorso che, tramite l'utilizzo di un pilota, verrà seguito. Sono pertanto simulabili percorsi diversi su tracciati diversi, preventivamente definiti dall'utente.

4.1.2- Modello completo trattrice sospesa

Il modello completo della trattrice con l'assale anteriore sospeso è costruito sulla base di quello appena visto, relativo alla tradizionale, in quanto si tratta della stessa trattrice, sulla quale si vuole valutare l'opportunità di una modifica in tal senso. Sostanzialmente varia l'architettura del veicolo, che non ha più la sala basculante all'anteriore, la quale viene sostituita dal sistema di sospensioni idropneumatiche analizzate nel capitolo 2.

La modellazione del sistema sospensivo è stata effettuata indipendentemente dal modello di veicolo completo come già visto, coerentemente con la logica a moduli con la quale quest'ultimo è costruito.

Per l'introduzione nel modello completo delle sospensioni, è stato necessario integrare il nuovo modulo nel modello globale, eliminando oltre alla sala la cerniera basculante e unendo nei punti opportuni le sospensioni con la cassa e con le ruote.

Avendo a che fare con sospensioni idropneumatiche, che vengono livellate ad inizio marcia del veicolo, si deve effettuare la scelta di come e quando eseguire

il livellamento, che ha la funzione di portare le sospensioni ed il circuito alle condizioni iniziali di utilizzo in marcia.

Si sceglie a tal proposito di non eseguirlo sul veicolo completo, ma di sfruttare il modello separato delle sospensioni per creare una mappa dei valori che i parametri del circuito idropneumatico assumono a fine livellamento, fissato il carico verticale gravante all'anteriore.

Questa soluzione permette, eliminando la procedura di livellamento, di svolgere le simulazioni sul veicolo più velocemente, inoltre venendo eseguita su un modello più semplice, consente di ottenere una mappatura sufficientemente accurata dei parametri abbastanza velocemente. I parametri di cui è stata creata la mappatura in funzione del carico verticale sono i volumi di fluido presenti negli accumulatori idropneumatici a fine livellamento, che definiscono i livelli di pressione presenti nel circuito.

Preventivamente alla simulazione viene dunque stimato il carico verticale statico agente sulle sospensioni e mediante interpolazione si risale ai valori delle grandezze mappate.

Una modifica sostanziale che riguarda il modello con sospensioni è relativa alle coppie di reazione che dalla trasmissione si scaricano sul veicolo.

Nel modello di trattrice tradizionale erano in particolare presenti delle coppie, in caso di trazione integrale, che dalla trattrice si scaricavano sulla sala anteriore e da questa sulla cassa, come visibile da Figura 4.2 [3].

Per quanto riguarda la trattrice sospesa invece, venendo a mancare la sala, le stesse coppie si scaricheranno sui mozzi ruota e da questi, mediante il sistema di sospensioni, alla cassa del veicolo.

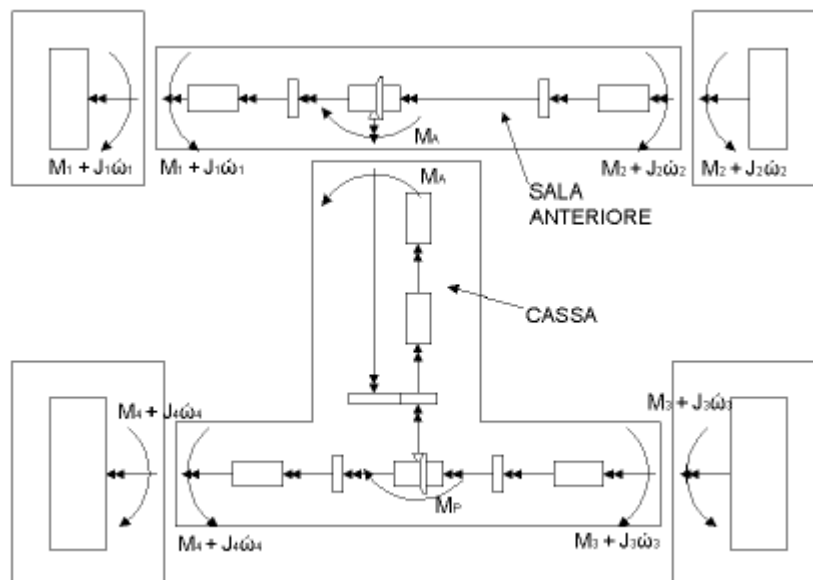


Figura 4.2- Coppie di reazione tra trasmissione ed organi veicolo, trattrice tradizionale.

4.2- Modello linearizzato della trattrice sospesa per lo studio del comfort

Per lo studio del comfort di un veicolo, in letteratura i modelli lineari più conosciuti sono quello a un quarto di veicolo, a mezzo veicolo e completo [30]. Per i veicoli agricoli, che tipicamente si trovano a muoversi su percorsi molto sconnessi, il modello più adatto è quello di veicolo completo, in quanto è l'unico a considerare i movimenti laterali della cassa, che in un trattore su percorsi impervi sono spesso di entità non trascurabile [31]. Detto ciò, il modello costruito per le analisi effettuate è a veicolo completo.

4.2.1- Modello linearizzato trattrice sospesa

Nella trattrice sospesa le parti elastiche sono rappresentate dagli pneumatici e dalle sospensioni presenti all'anteriore.

Sarà dunque costituita, volendo semplificare, da tre parti fondamentali: il corpo veicolo, che rappresenta la parte della trattrice che viene "sorretta" dalle sospensioni, e due masse non sospese, che rappresentano gli pneumatici assieme alle parti ad essi connesse, che si vengono a trovare tra la rigidità delle sospensioni e quella degli pneumatici [7].

Il modello lineare ottenuto è come riportato in Figura 4.3, dove si possono distinguere i tre corpi rigidi, cassa e masse non sospese, descritti dalla posizione dei baricentri e dalle caratteristiche inerziali. Gli pneumatici sono schematizzati come molle e smorzatori lineari in parallelo ed il terreno è introdotto come spostamento verticale imposto.

Per le rigidità delle sospensioni sono introdotti i valori linearizzati all'intorno della posizione centrata, per la cui valutazione sono stati considerati gli effetti delle non linearità legati al carico gravante al livellamento sulle sospensioni, visti nel capitolo 2.

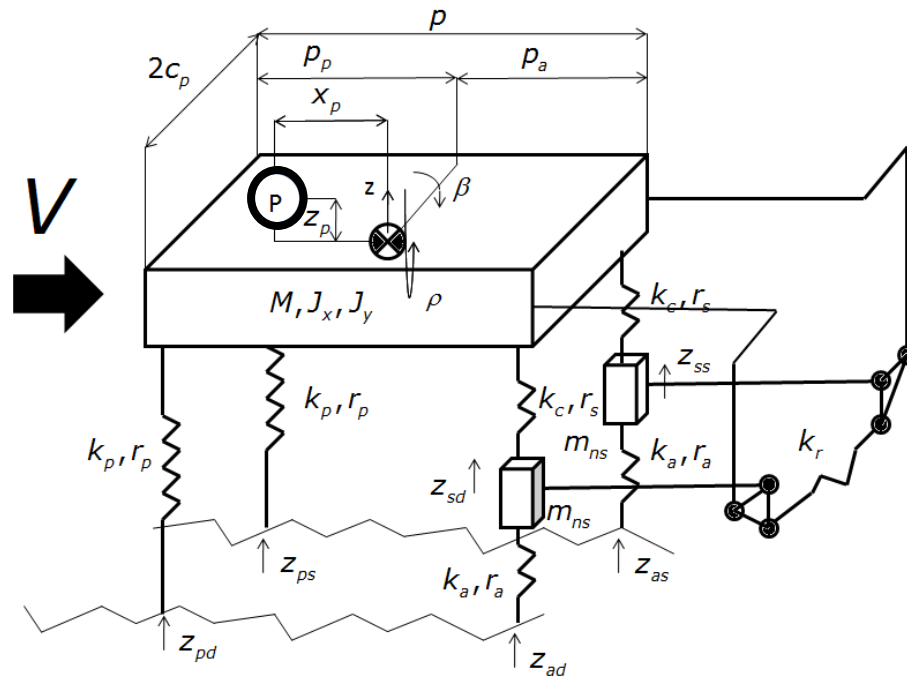


Figura 4.3- Modello lineare di trattrice sospesa.

Particolare è la schematizzazione delle sospensioni, non usuale in quanto il circuito idraulico presente rende diverse le rigidezze relative ai moti verticali e di rollio come visto.

Le rigidezze k_c sono quelle garantite dalla parte di circuito Piston, che agiscono sia per i moti di rollio che per quelli verticali, come una normale sospensione.

La rigidezza k_r è quella garantita dalla parte di circuito Rod, che agisce solo per i moti verticali, essendo le camere Rod dei cilindri sinistro e destro collegate. Ciò può essere riprodotto mediante la schematizzazione a leve di Figura 4.3, dove il rapporto tra gli spostamenti verticali di una massa non sospesa o di un lato della cassa e la compressione della molla è 1:1.

In questo modo la rigidezza k_r lavora solo a movimenti verticali di cassa o masse non sospese, mentre non lavora per moti di rollio, poiché non si deforma. Per lo smorzamento non si ha bisogno di utilizzare questa costruzione, in quanto sia quello del lato Piston che del lato Rod agiscono per tutti i moti allo stesso modo.

I valori dei parametri utilizzati nel modello sono stati ricavati sperimentalmente da analisi precedenti al presente lavoro [3] e non costituiscono oggetto di studio. La geometria considerata è la più semplice possibile, descritta mediante il passo, la posizione del baricentro, le semicarreggiate anteriori e posteriori e la posizione del pilota (P).

I gradi di libertà considerati sono lo spostamento verticale della cassa, le sue rotazioni di rollio e beccheggio e gli spostamenti delle masse non sospese. La

posizione longitudinale del baricentro durante il moto è imposta tramite la velocità di avanzamento.

Per descrivere il sistema si utilizza l'approccio energetico di Lagrange [30], per l'uso del quale si devono prima definire le energie in funzione dei gradi di libertà scelti, il cui vettore completo, diviso in gdl liberi e vincolati, è:

$$\bar{x} = \left| z \quad \beta \quad \rho \quad z_{ss} \quad z_{sd} \quad z_{as} \quad z_{ad} \quad z_{ps} \quad z_{pd} \right|^T = \left| \bar{x}_L \quad \bar{x}_V \right|^T \quad 4.16$$

L'energia cinetica è:

$$E_c = \frac{1}{2} M \dot{z}^2 + \frac{1}{2} J_y \dot{\beta}^2 + \frac{1}{2} J_x \dot{\rho}^2 + \frac{1}{2} m_{ns} \dot{z}_{ss}^2 + \frac{1}{2} m_{ns} \dot{z}_{sd}^2 \Rightarrow$$

$$E_c = \frac{1}{2} \begin{bmatrix} \dot{z} \\ \dot{\beta} \\ \dot{\rho} \\ \dot{z}_{ss} \\ \dot{z}_{sd} \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} M & & & & \\ & J_y & & & \\ & & J_x & & \\ & & & m_{ns} & \\ & & & & m_{ns} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{z} \\ \dot{\beta} \\ \dot{\rho} \\ \dot{z}_{ss} \\ \dot{z}_{sd} \end{bmatrix} = \frac{1}{2} \dot{\bar{x}}_m^T [M] \dot{\bar{x}}_m \quad 4.17$$

Lo Jacobiano che lega le velocità fisiche utilizzate nell'energia cinetica con quelle dei gradi di libertà è:

$$\dot{\bar{x}}_m = \begin{bmatrix} \dot{z} \\ \dot{\beta} \\ \dot{\rho} \\ \dot{z}_{ss} \\ \dot{z}_{sd} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{z} \\ \dot{\beta} \\ \dot{\rho} \\ \dot{z}_{ss} \\ \dot{z}_{sd} \\ \dot{z}_{as} \\ \dot{z}_{ad} \\ \dot{z}_{ps} \\ \dot{z}_{pd} \end{bmatrix} = [\lambda_m] \dot{\bar{x}} \quad 4.18$$

E l'energia cinetica può essere espressa in loro funzione come:

$$E_c = \frac{1}{2} \dot{\bar{x}}_m^T [M] \dot{\bar{x}}_m = \frac{1}{2} \dot{\bar{x}}^T [\lambda_m]^T [M] [\lambda_m] \dot{\bar{x}} = \frac{1}{2} \dot{\bar{x}}^T [M_\lambda] \dot{\bar{x}} \quad 4.19$$

L'energia dissipativa è esprimibile come:

$$D = \frac{1}{2} r_p \dot{\Delta} i_{pd}^2 + \frac{1}{2} r_p \dot{\Delta} i_{ps}^2 + \frac{1}{2} r_a \dot{\Delta} i_{ad}^2 + \frac{1}{2} r_a \dot{\Delta} i_{as}^2 + \frac{1}{2} r_s \dot{\Delta} i_{ss}^2 + \frac{1}{2} r_s \dot{\Delta} i_{sd}^2 \Rightarrow$$

$$D = \frac{1}{2} \begin{bmatrix} \dot{\Delta} i_{ss} \\ \dot{\Delta} i_{sd} \\ \dot{\Delta} i_{as} \\ \dot{\Delta} i_{ad} \\ \dot{\Delta} i_{ps} \\ \dot{\Delta} i_{pd} \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} r_s & & & & & & & & \\ & r_s & & & & & & & \\ & & r_a & & & & & & \\ & & & r_a & & & & & \\ & & & & r_p & & & & \\ & & & & & r_p & & & \\ & & & & & & & & \\ & & & & & & & & \\ & & & & & & & & \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\Delta} i_{ss} \\ \dot{\Delta} i_{sd} \\ \dot{\Delta} i_{as} \\ \dot{\Delta} i_{ad} \\ \dot{\Delta} i_{ps} \\ \dot{\Delta} i_{pd} \end{bmatrix} \quad 4.20$$

Lo Jacobiano che lega le velocità di deformazione degli smorzamenti con quelle dei gradi di libertà è:

$$\dot{\Delta} i = \begin{bmatrix} \dot{\Delta} i_{ss} \\ \dot{\Delta} i_{sd} \\ \dot{\Delta} i_{as} \\ \dot{\Delta} i_{ad} \\ \dot{\Delta} i_{ps} \\ \dot{\Delta} i_{pd} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & -p_a & c_a & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & -p_a & -c_a & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 0 \\ 1 & p_p & c_p & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 \\ 1 & p_p & -c_p & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{z} \\ \dot{\beta} \\ \dot{\rho} \\ z_{ss} \\ z_{sd} \\ z_{as} \\ z_{ad} \\ z_{ps} \\ z_{pd} \end{bmatrix} = [\lambda_r] \dot{\bar{x}} \quad 4.21$$

E l'energia dissipativa può essere espressa in loro funzione come:

$$D = \frac{1}{2} \dot{\Delta} i^T [R] \dot{\Delta} i = \frac{1}{2} \dot{\bar{x}}^T [\lambda_r]^T [M] [\lambda_r] \dot{\bar{x}} = \frac{1}{2} \dot{\bar{x}}^T [R_\lambda] \dot{\bar{x}} \quad 4.22$$

L'energia potenziale è esprimibile come:

$$V = \frac{1}{2}k_p \Delta l_{pd}^2 + \frac{1}{2}k_p \Delta l_{ps}^2 + \frac{1}{2}k_a \Delta l_{ad}^2 + \frac{1}{2}k_a \Delta l_{as}^2 + \frac{1}{2}k_c \Delta l_{ss}^2 + \frac{1}{2}k_c \Delta l_{sd}^2 + \frac{1}{2}k_r \Delta l_r^2 \Rightarrow$$

$$V = \frac{1}{2} \begin{bmatrix} \Delta l_{ss} \\ \Delta l_{sd} \\ \Delta l_r \\ \Delta l_{as} \\ \Delta l_{ad} \\ \Delta l_{ps} \\ \Delta l_{pd} \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} k_c & & & & & & & \\ & k_c & & & & & & \\ & & k_r & & & & & \\ & & & k_a & & & & \\ & & & & k_a & & & \\ & & & & & k_p & & \\ & & & & & & k_p & \\ & & & & & & & \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta l_{ss} \\ \Delta l_{sd} \\ \Delta l_r \\ \Delta l_{as} \\ \Delta l_{ad} \\ \Delta l_{ps} \\ \Delta l_{pd} \end{bmatrix} = \frac{1}{2} \bar{\Delta} l^T [K] \bar{\Delta} l$$

4.23

Lo Jacobiano che lega le deformazioni dei pneumatici con i gradi di libertà è:

$$\bar{\Delta} l = \begin{bmatrix} \Delta l_{ss} \\ \Delta l_{sd} \\ \Delta l_r \\ \Delta l_{as} \\ \Delta l_{ad} \\ \Delta l_{ps} \\ \Delta l_{pd} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & -p_a & c_a & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & -p_a & -c_a & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 2 & -2p_a & 0 & -1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 0 \\ 1 & p_p & c_p & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 \\ 1 & p_p & -c_p & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \cdot \\ z \\ \beta \\ \rho \\ \cdot \\ z_{ss} \\ \cdot \\ z_{sd} \\ \cdot \\ z_{as} \\ \cdot \\ z_{ad} \\ \cdot \\ z_{ps} \\ \cdot \\ z_{pd} \end{bmatrix} = [\lambda_k] \bar{x}$$

4.24

E l'energia potenziale può essere espressa in loro funzione come:

$$V = \frac{1}{2} \bar{\Delta} l^T [K] \bar{\Delta} l = \frac{1}{2} \bar{x}^T [\lambda_k]^T [K] [\lambda_k] \bar{x} = \frac{1}{2} \bar{x}^T [K_\lambda] \bar{x}$$

4.25

Infine il lavoro virtuale delle forze esterne, rappresentate dalle forze scambiate a terra, risulta essere:

$$\delta^* I = R_{as} \delta^* z_{as} + R_{ad} \delta^* z_{ad} + R_{ps} \delta^* z_{ps} + R_{pd} \delta^* z_{pd} \Rightarrow$$

$$\delta^* I = \begin{vmatrix} R_{as} & R_{ad} & R_{ps} & R_{pd} \end{vmatrix} \begin{vmatrix} \delta^* z_{as} \\ \delta^* z_{ad} \\ \delta^* z_{ps} \\ \delta^* z_{pd} \end{vmatrix} = \bar{R}^T \delta^* \bar{x}_v \quad 4.26$$

Lo Jacobiano che lega gli spostamenti virtuali dei punti di contatto con il terreno, con i gradi di libertà è:

$$\delta^* \bar{x}_v = \begin{vmatrix} \delta^* z_{as} \\ \delta^* z_{ad} \\ \delta^* z_{ps} \\ \delta^* z_{pd} \end{vmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{vmatrix} \delta^* z \\ \delta^* \beta \\ \delta^* \rho \\ \delta^* z_{ss} \\ \delta^* z_{sd} \\ \delta^* z_{as} \\ \delta^* z_{ad} \\ \delta^* z_{ps} \\ \delta^* z_{pd} \end{vmatrix} = [\lambda_\delta] \delta^* \bar{x} \quad 4.27$$

E il lavoro virtuale delle forze di contatto può essere espresso in loro funzione come:

$$\delta^* I = \bar{R}^T \delta^* \bar{x}_v = \bar{R}^T [\lambda_\delta] \delta^* \bar{x} \quad 4.28$$

Definite le energie si può applicare l'equazione di Lagrange, ottenendo:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_c}{\partial \dot{\bar{x}}} \right) - \frac{\partial E_c}{\partial \bar{x}} + \frac{\partial D}{\partial \dot{\bar{x}}} + \frac{\partial V}{\partial \bar{x}} = \frac{\delta^* I}{\delta^* \bar{x}} \Rightarrow [K_\lambda] \ddot{\bar{x}} + [R_\lambda] \dot{\bar{x}} + [K_\lambda] \bar{x} = [\lambda_\delta]^T \bar{R} \quad 4.29$$

Considerando la presenza di gradi di libertà liberi e vincolati si ottengono due equazioni distinte, pari a:

$$\begin{aligned}
 & \begin{bmatrix} M_{LL} & M_{LV} \\ M_{VL} & M_{VV} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\bar{x}}_L \\ \ddot{\bar{x}}_V \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} R_{LL} & R_{LV} \\ R_{VL} & R_{VV} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\bar{x}}_L \\ \dot{\bar{x}}_V \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{LL} & K_{LV} \\ K_{VL} & K_{VV} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \bar{x}_L \\ \bar{x}_V \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ \bar{R}_V \end{bmatrix} \Rightarrow \\
 & \begin{cases} M_{LL} \ddot{\bar{x}}_L + R_{LL} \dot{\bar{x}}_L + K_{LL} \bar{x}_L = -M_{LV} \ddot{\bar{x}}_V - R_{LV} \dot{\bar{x}}_V - K_{LV} \bar{x}_V \\ M_{VL} \ddot{\bar{x}}_L + R_{VL} \dot{\bar{x}}_L + K_{VL} \bar{x}_L + M_{VV} \ddot{\bar{x}}_V + R_{VV} \dot{\bar{x}}_V + K_{VV} \bar{x}_V = \bar{R}_V \end{cases} \quad 4.30
 \end{aligned}$$

Con la prima equazione del sistema si risolve la dinamica del sistema, mentre con la seconda si può risalire alle forze di contatto.

4.2.2- Confronto modello lineare e completo

Per valutare la bontà del modello lineare è opportuno procedere con un confronto dei risultati di una simulazione, dove il suo risultato venga confrontato con quello del modello completo.

La prova che si sceglie con questo scopo è il passaggio su ostacolo asimmetrico a bassa velocità, dove un ostacolo concentrato va ad impegnare le ruote di un solo lato, ed è schematizzata in Tabella 4.1.

Trattrice	Prova	Fondo	Velocità [m/s]	Grandezze monitorate	Obiettivi
Sospesa traz. posteriore	Ostacolo asimmetrico a sterzo imposto	Liscio	1.5	Accelerazione verticale e laterale. Forze verticali al contatto e elongazioni sospensioni.	Valutare la corrispondenza, per piccole oscillazioni, tra i modelli lineari ed i completi.

Tabella 4.1- Prova di passaggio su ostacolo asimmetrico a bassa velocità.

I confronti tra i risultati del modello completo e quello lineare sono riportati in Figura 4.4, Figura 4.5, Figura 4.6 e Figura 4.7. Essi riguardano le grandezze fondamentali per le considerazioni sul comfort, come accelerazioni al pilota, forze verticali di contatto alle ruote e scuotimenti sospensioni.

Si può notare come l'approssimazione del modello lineare sia abbastanza buona, indice che descrive in modo adeguato il comportamento del modello completo.

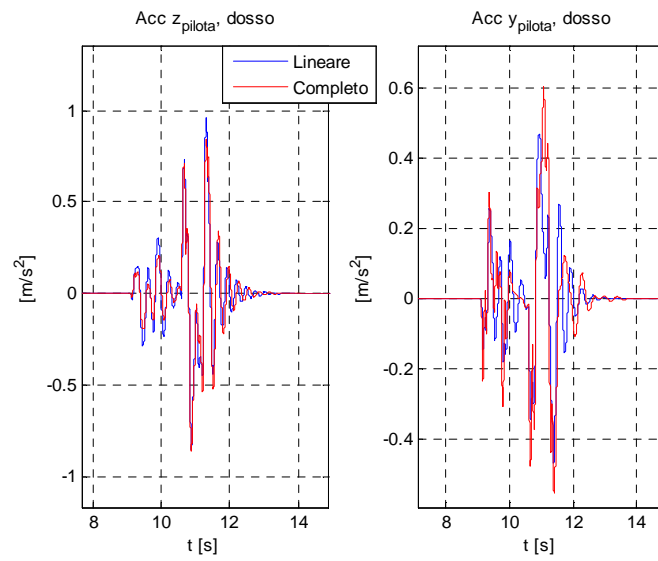


Figura 4.4- Accelerazioni al pilota, confronto modello lineare e completo.

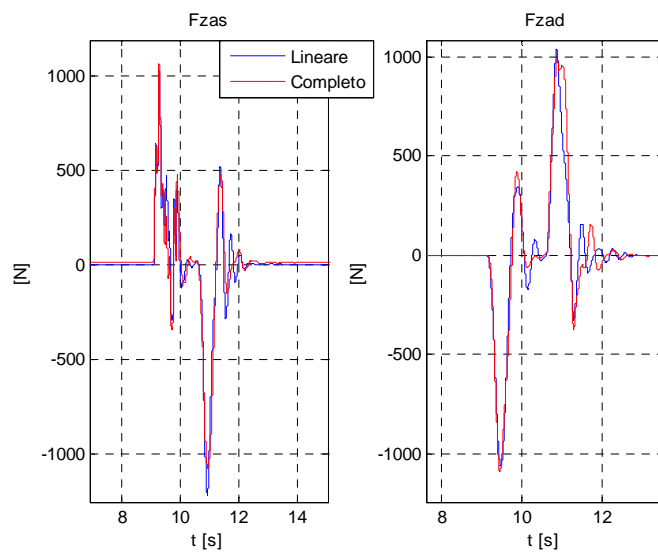


Figura 4.5- Forze di contatto anteriori, confronto modello lineare e completo.

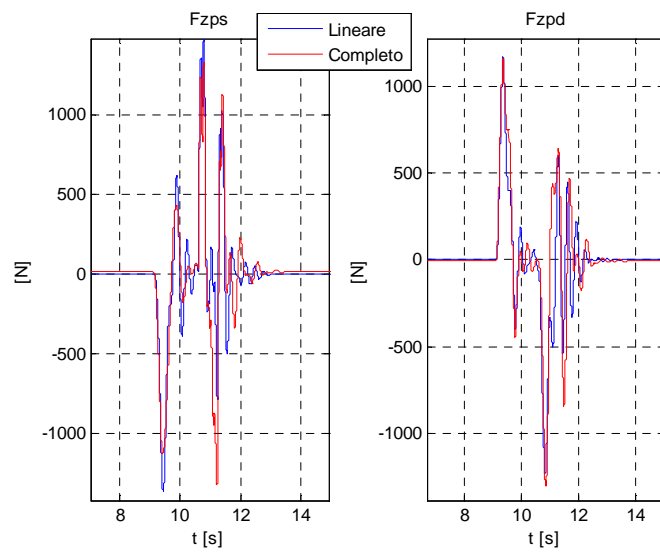


Figura 4.6- Forze di contatto posteriori, confronto modello lineare e completo.

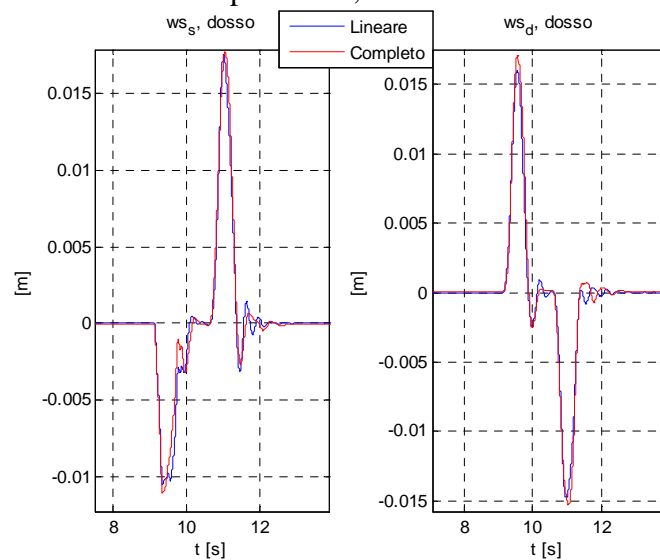


Figura 4.7- Scuotimenti sospensioni, confronto lineare e completo.

4.3- Descrizione prove di comfort

Le prove considerate per il comfort sono di due tipologie, di passaggio su ostacolo concentrato e su irregolarità, entrambi in rettilineo ed a velocità costante.

Le prove di comfort su irregolarità sono state definite grazie all'ausilio delle norme ISO5008 che, trattando il comfort per macchine agricole, descrivono dei fondi normati sui quali testarle sperimentalmente.

Quelle di passaggio su ostacolo concentrato sono invece state definite arbitrariamente.

4.3.1- Prove di passaggio su irregolarità

Nella norma ISO5008 vengono descritte le caratteristiche di alcuni fondi irregolari, su cui testare il comfort delle trattrici.

In particolare si tratta di percorsi diversi per le ruote dei lati destro e sinistro del veicolo, creati mediante l'utilizzo di travi disposte trasversalmente alla direzione di marcia, ciascuna di larghezza, altezza e posizione longitudinale fissata e definite in tabelle contenute nella norma [5]. Un esempio è riportato in Figura 4.8.



Figura 4.8- Esempio di percorso irregolare.

L'irregolarità descritta dalla norma consiste pertanto in una successione di gradini di diversa altezza. Vengono definite nello specifico due tipologie di irregolarità, distinte per la severità con cui impegnano lo pneumatico e chiamate "Profilo Rough" il più severo e "Profilo Smooth" il meno severo. Vengono indicate inoltre le velocità con cui percorrere le due diverse irregolarità.

In ciascuna prova effettuata verrà impostata la trazione posteriore sul veicolo e lo sterzo sarà mantenuto fisso, in modo tale da far percorrere un rettilineo alla trattrice. Un riassunto delle prove di comfort su irregolarità proposte dalla norma e la loro modalità di simulazione è riportato in Tabella 4.2.

Trattrice	Prova	Fondo	Velocità [m/s]
Tradizionale traz. posteriore	Rettilineo a sterzo imposto	Terreno da norma ISO 5008 (smooth e rough track)	Da norma ISO 5008. 4,5,7 km/h (rough track) e 10,12,14 km/h (smooth track)
Sospesa traz. posteriore			
Sospesa modalità basculante traz. posteriore			Da norma ISO 5008. 4,5,7 km/h (rough track)

Tabella 4.2- Prove di comfort su irregolarità.

In alcune prove di comfort su irregolarità saranno considerate anche varie configurazioni della trattrice (scarica, con zavorra anteriore ecc.), che dipendono dall'utilizzo che ne fa l'operatore e che fundamentalmente vanno a variare la distribuzione dei carichi, con lo scopo di studiarne gli effetti sul comfort.

Per un corretto utilizzo dei profili nel modello di veicolo, dove i pneumatici sono verticalmente schematizzati a parametri concentrati, occorre valutare l'inviluppo che le ruote hanno durante il moto su di essi.

Per fare ciò si utilizza la tecnica "Tandem Egg" [28], che considera due fenomeni distinti che si hanno nell'inviluppo reale dello pneumatico su un generico ostacolo:

1. La ruota a causa della sua circolarità incontrerà in anticipo l'ostacolo rispetto al suo centro e lo "abbandonerà" in ritardo
2. La ruota soggetta al peso che vi grava ed all'azione dell'ostacolo si deforma verticalmente una volta sull'ostacolo, facendo variare la distanza del centro del mozzo dal terreno

Per tener conto di tutto ciò si descrive l'inviluppo del centro ruota reale, tramite la traiettoria seguita dal punto medio di un segmento congiungente i centri di due ellissi che strisciano sull'irregolarità, come riportato in Figura 4.9.

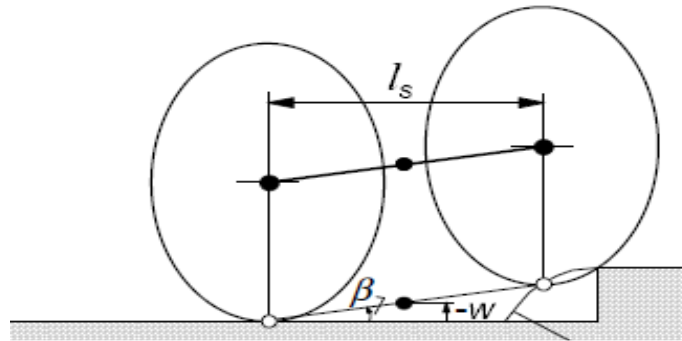


Figura 4.9-“Tandem Egg Technique”; Ellissi che strisciano sull'ostacolo ad una distanza che dipende dalla lunghezza dell'impronta di contatto.

L'utilizzo dell'ellisse strisciante consente di riprodurre il primo dei due effetti precedentemente citati. Viene inoltre utilizzata un'ellisse in quanto descrive meglio il profilo laterale di una ruota caricata. L'accorgimento dell'utilizzo di due ellissi e la valutazione della traiettoria del punto medio serve a riprodurre il secondo dei due aspetti.

Ovviamente la geometria delle ellissi utilizzate e la loro distanza sono funzione degli pneumatici utilizzati. La distanza tra i centri delle due ellissi è pari all'80-90% della lunghezza dell'impronta di contatto, mentre il loro profilo è tale da descrivere quello della ruota reale.

Nel caso in esame la dimensione dell'impronta di contatto è stimabile a partire dal carico gravante sullo pneumatico, dalla sua rigidità e dalla sua geometria indeformata, come:

$$l_s = 0.85 \cdot 2 \cdot R_0 \cdot a \cos\left(1 - \frac{F_z}{R_0 k_{zp}}\right) \quad 4.31$$

Dove R_0 è il raggio indeformato dello pneumatico, F_z il carico verticale gravante sulla ruota e k_{zp} la sua rigidità verticale.

Il profilo delle ellissi è definito:

$$\left(\frac{x_e}{a_e}\right)^{c_e} + \left(\frac{y_e}{b_e}\right)^{c_e} = 1 \quad 4.32$$

I parametri necessari alla sua definizione sono stati stimati in precedenti lavori di caratterizzazione [3][27], sia per le ruote anteriori che posteriori.

Note le caratteristiche delle ellissi e la loro distanza, è possibile stimare l'involuppo del centro ruota sull'irregolarità, ottenendo a titolo d'esempio un andamento come in Figura 4.10.

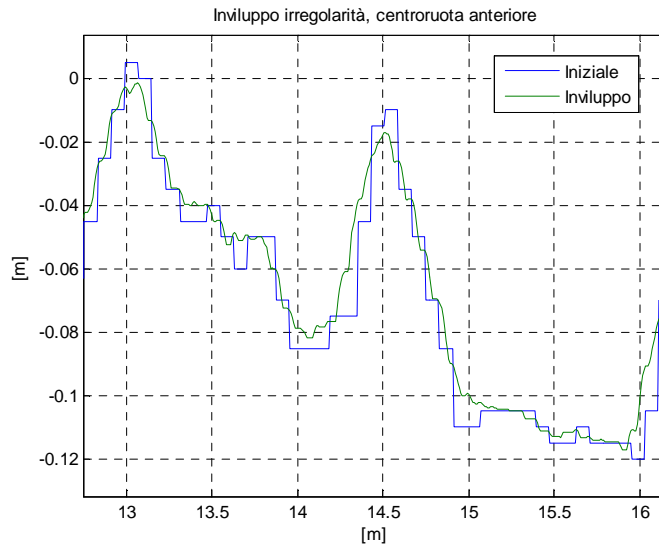


Figura 4.10- Involuppo di un'irregolarità da parte di una ruota anteriore.

Per ogni prova che sarà simulata, al variare della trattrice e del carico gravante sulle ruote, sarà ricostruito l'involuppo dello pneumatico, differente tra anteriore e posteriore, in quanto sono differenti gli pneumatici stessi.

Per avere un'idea delle caratteristiche delle irregolarità, è interessante andare a valutare il contributo di ogni lunghezza d'onda che le caratterizza, guardandone la densità di potenza spettrale, rappresentata in Figura 4.11 e Figura 4.12. Entrambe hanno i contributi maggiori a lunghezze d'onda elevate, mentre il range di frequenze contenuto è piuttosto ristretto, a causa delle basse velocità di percorrenza. Si può notare qualche differenza tra le due irregolarità.

La smooth è caratterizzata da minori moduli ed un contributo fino a lunghezze d'onda minori di quelle del rough. Affrontata a velocità più sostenuta va ad eccitare frequenze maggiori.

La rough è caratterizzata da maggiori moduli concentrati a lunghezze d'onda maggiori. Affrontata a velocità contenuta eccita le frequenze minori in modo maggiore.

Ragionevolmente nelle simulazioni che saranno effettuate non saranno quindi eccitate in modo significativo frequenze molto elevate.

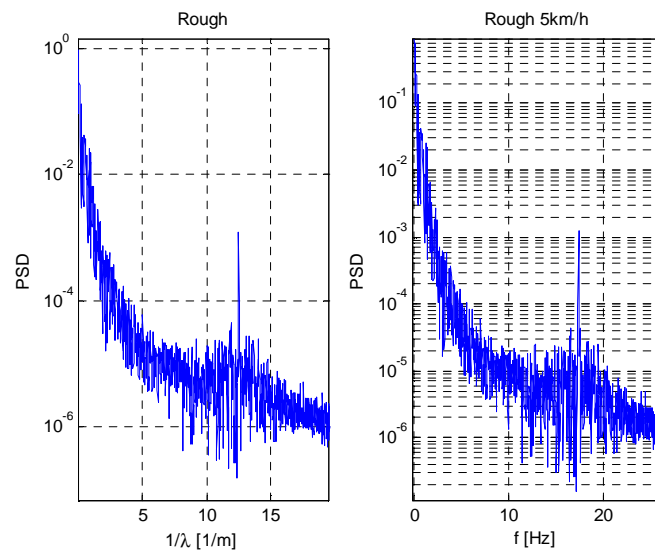


Figura 4.11- PSD irregolarità rough.

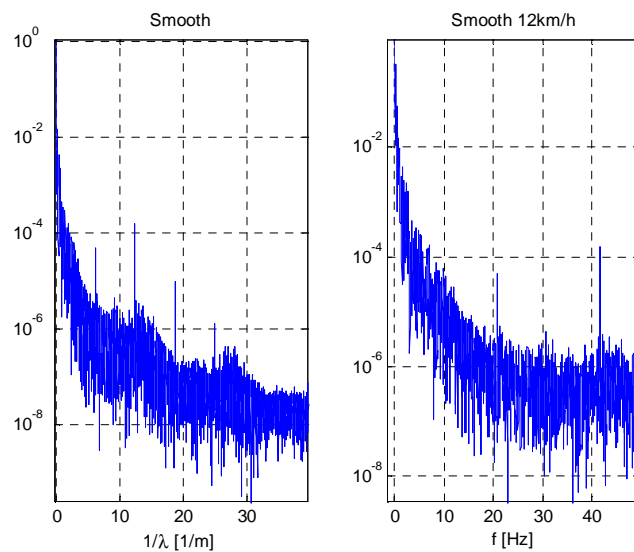


Figura 4.12- PSD irregolarità smooth.

Le grandezze che saranno monitorate durante queste prove sono quelle fondamentali legate al comfort, indicate nella norma UNI2631, quindi le accelerazioni verticali, longitudinali e trasversali misurate al sedile di guida e le accelerazioni angolari della cassa. La misura di quest'ultime si rende necessaria per via delle irregolarità su cui viene simulata la prova, che eccitano anche i moti di rollio e che bene rappresentano un fondo tipico ed accidentato su cui si muove una trattoria agricola [19]. Saranno inoltre monitorate altre grandezze,

che sono le forze verticali al contatto terreno-ruota e gli allungamenti delle sospensioni, qualora la trattrice in esame ne abbia.

Gli indici che saranno considerati, a partire dalle grandezze monitorate, saranno dunque:

- RMS delle accelerazioni misurate o discomfort, valutato secondo quanto descritto dalla norma UNI2631
- Deviazione standard della forze verticali al contatto o Road Holding, adimensionalizzata rispetto al carico medio
- RMS degli scuotimenti delle sospensioni o Working Space, adimensionalizzato rispetto alla corsa massima

Dove l'RMS della generica grandezza x può essere valutato nel dominio del tempo o in frequenza come:

$$RMS_x = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T x(t)^2 dt} = \sqrt{\sum_{i=0}^{\infty} \frac{X_{(f_i)}^2}{2}} \quad 4.33$$

Con l'obiettivo di valutare le prestazioni delle trattrici, il discomfort ed il Road Holding saranno da minimizzare. Il Working Space viene invece per scelta considerato come variabile logica, per la quale si richiede di rientrare entro valori considerati accettabili.

Gli indici di Road Holding e Working Space precedentemente descritti saranno come anticipato adimensionalizzati rispetto a valori significativi. Il Road Holding rispetto al valore medio del carico verticale sulla ruota, in questo modo l'indice darà l'indicazione della probabilità di avvenuto distacco della ruota durante la prova, e da esperienze nel campo veicolistico [19] è considerato accettabile un suo valore inferiore a 0,35. Il Working Space sarà adimensionalizzato rispetto alla corsa massima delle sospensioni e si considerano accettabili valori non superiori a 0,35 [19]. Per quest'ultimo indice per ogni prova sarà valutato l'indice di Working Space massimo, ovvero il massimo scuotimento adimensionalizzato rispetto al massimo consentito ed indicherà quanto vicina al finecorsa è andata la sospensione durante a simulazione. Questo parametro si vuole che rimanga inferiore a 0.9 anche nelle prove più critiche.

Se per la valutazione degli indici di Road Holding e Working Space non si hanno dunque particolarità, essendo parametri legati alla vettura, per il calcolo del discomfort, che invece viene percepito dall'operatore, si devono adottare particolari accortezze, riportate nella norma ISO2631 e che brevemente vengono qui riportate.

L'indice di discomfort tiene conto delle percezioni di comfort dell'essere umano che, dal punto di vista dell'analisi vibrazionale, può essere visto come un sistema di corpi rigidi [4], rappresentanti ad esempio una sua parte o un suo organo, munito di rigidità e smorzamenti. Avrà pertanto delle sue frequenze proprie ed il corpo, se eccitato in loro prossimità, risentirà maggiormente del disturbo. Inoltre risentirà in modo diverso dei disturbi in diverse direzioni.

Per tenere conto di ciò vengono utilizzate delle "funzioni peso", definite in frequenza, che moltiplicate per lo spettro delle accelerazioni misurate vanno a pesare maggiormente le frequenze più percepite, aumentandone ad esempio il contributo, e diminuendo invece il contributo di quelle meno percepite.

Le funzioni peso utilizzate, in scala semilogaritmica, sono riportate in Figura 4.13.

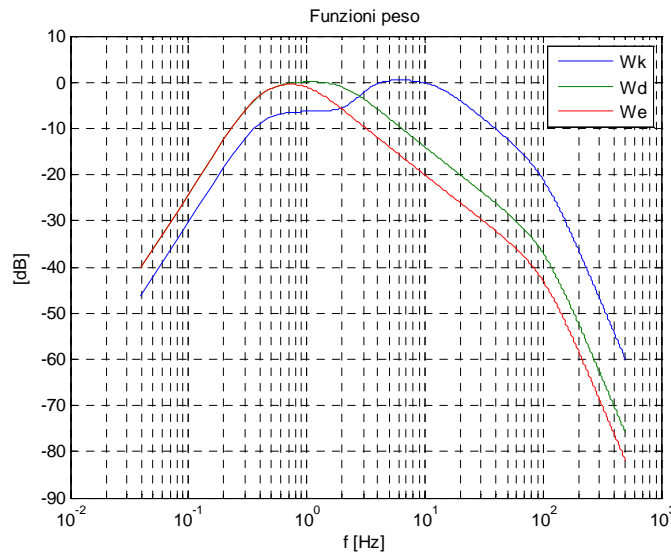


Figura 4.13- Funzioni peso per le accelerazioni misurate.

Delle funzioni peso riportate la W_k peserà le accelerazioni verticali, la W_d le longitudinali e le laterali, infine la W_e le angolari.

Gli indici di discomfort per ogni accelerazione misurata saranno dunque:

$$RMS_{ai} = \sqrt{\sum_{k=0}^n \frac{|p_{i(f_k)}|^2 A_{i(f_k)}^2}{2}} \quad 4.34$$

Dove $p_{i(f_k)}$ è il valore della funzione peso relativa all'accelerazione "i" ed alla frequenza "k". Definiti così gli indici di ogni singola accelerazione, si valuteranno delle grandezze globali [4],[19]:

$$\begin{aligned}
 d_t &= \sqrt{(k_{tx}^2 \cdot a_{wtx}^2 + k_{ty}^2 \cdot a_{wty}^2 + k_{tz}^2 \cdot a_{wtz}^2)} \\
 d_r &= \sqrt{(k_{rx}^2 \cdot a_{wrx}^2 + k_{ry}^2 \cdot a_{wry}^2 + k_{rz}^2 \cdot a_{wrz}^2)} \\
 d_{tot} &= \sqrt{(d_t^2 + d_r^2)}
 \end{aligned}
 \tag{4.35}$$

Dove i pedici “r” e “t” stanno ad indicare le accelerazioni legate alle traslazioni ed alle rotazioni, mentre x,y e z le direzioni in cui sono misurate. I termini a_{wij} sono gli RMS pesati relativi all’accelerazione “ij” e i “k” sono ulteriori pesi che devono essere utilizzati nelle somme quadratiche [4].

Si precisa ora che i valori ottenuti, sebbene misurati in corrispondenza del sedile del pilota, non sono quelli che realmente si percepiscono a bordo. Questo perché nel modello in analisi non sono implementate la sospensione della cabina e quella del sedile. Le analisi fatte non hanno dunque lo scopo di definire in termini assoluti il comfort, quanto quello di fornire un termine di paragone tra due differenti soluzioni costruttive, con l’assunto che diminuendo le accelerazioni misurate senza sospensioni (di cabina e sedile) ragionevolmente diminuiranno anche in loro presenza. Detto ciò si può comunque considerare un valore di indice di discomfort, consigliato dalla norma e da considerare come obiettivo. Si sceglie pertanto un valore pari a 2,5 come massimo consentito, che nella norma ISO2631 è il limite per avere un veicolo molto sconfortevole, ma nello studio in esame, essendo i valori di discomfort sovrastimati, rappresenta un obiettivo ragionevole.

Indicatori ed obiettivi delle prove di comfort su irregolarità sono riportati in Tabella 4.3.

Trattrice	Fondo	Grandezze monitorate	Obiettivi
Tradizionale traz. posteriore	Terreno da norma ISO 5008 (smooth e rough track)	Accelerazioni al sedile del pilota, forze di contatto verticali.	Valutazione del comfort in termini di valore degli indici da ISO2631 e degli indici di Road Holding e Working Space.
Sospesa traz. posteriore		Accelerazioni al sedile del pilota, forze di contatto verticale, scuotimento sospensioni	
Sospesa basculante, traz. posteriore			

Tabella 4.3- Indici e grandezze monitorate nelle prove di comfort su irregolarità.

Definiti i singoli indici per la valutazione delle prestazioni, si rende necessaria la definizione di un indice da minimizzare, globale e rappresentativo, che fornisca in maniera aggregata un giudizio sul comfort, sul comportamento delle sospensioni e sull'aderenza delle ruote a terra.

Si sceglie, a tal proposito, di valutare questo indice mediando i singoli indici di Road Holding e Discomfort, entrambi scalati rispetto ai valori limite scelti per ognuno, 2.5 per il discomfort e 0.35 per il Road Holding. Lo Working Space sarà utilizzato come variabile logica, qualora i valori limite precedentemente indicati fossero superati l'indice sarà fatto andare all'infinito:

$$\begin{cases} I_{tot} = p_{disc} \cdot \frac{d_{tot}}{d_{rif}} + p_{RH} \cdot \frac{RH_{tot}}{RH_{rif}} \\ WS < WS_{max} \end{cases} \quad 4.36$$

I termini p_j rappresentano dei pesi introdotti nella media, scelti pari a:

- $p_{disc} = 0.7$
- $p_{RH} = 0.3$

I valori impostati sono suggeriti dall'azienda e scelti per dare maggiore importanza al comfort, che è il parametro che le interessa maggiormente.

4.3.2- Prove di passaggio su ostacolo

Le prove di passaggio su ostacolo sono state definite arbitrariamente e sono di due tipologie, passaggio su ostacolo simmetrico ed asimmetrico.

L'ostacolo è caratterizzato da una sezione trapezoidale [3] di:

- altezza = 35 mm
- angolo inclinazione lati obliqui = 7°
- base maggiore = 790 mm
- base minore = 250 mm

Tali dimensioni consentono un appoggio completo dell'impronta di contatto sulla traversina durante il passaggio, mentre gli angoli di inclinazione consentono di ottenere componenti dell'irregolarità di lunghezza d'onda compatibile con il campo di validità del modello di pneumatico.

Una rappresentazione quotata (in mm) dell'ostacolo utilizzato è rappresentata in Figura 4.14.

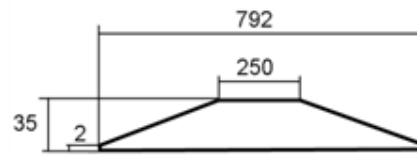


Figura 4.14- Profilo dell'ostacolo concentrato.

Ovviamente come effettuato con il profilo dell'irregolarità, anche questo deve essere elaborato in modo da ricavare l'inviluppo della ruota su di esso.

Il medesimo profilo di traversina verrà utilizzato nelle prove di passaggio su ostacolo simmetrico ed asimmetrico. Nel secondo dei due casi saranno però solamente le ruote del lato sinistro ad effettuare il passaggio.

La velocità di prova è stata impostata a 10,8km/h per entrambe le prove, come riportato in Tabella 4.4.

Trattrice	Prova	Fondo	Velocità [km/h]
Tradizionale traz. posteriore	Ostacolo simmetrico a sterzo imposto	Liscio	10.8
Sospesa traz. posteriore			
Tradizionale traz. posteriore	Ostacolo asimmetrico a sterzo imposto	Liscio	10.8
Sospesa traz. posteriore			

Tabella 4.4- Prove di passaggio su ostacolo.

Le grandezze monitorate in queste prove saranno le accelerazioni, le forze al contatto con il terreno e gli scuotimenti delle sospensioni o della sala. Per le accelerazioni e gli scuotimenti si considerano i valori massimi, che si vorrebbe fossero limitati. Per le forze verticali invece si valuteranno i valori minimi. Nella prova di passaggio su ostacolo asimmetrico verranno inoltre analizzate le forze di contatto laterali, che sono indice della deviazione che subisce la trattrice per mezzo di una differenza di carreggiata.

Gli indici monitorati saranno inoltre adimensionalizzati, le accelerazioni rispetto all'accelerazione gravitazionale, la forza verticale minima e la laterale massima rispetto al carico verticale statico gravante e gli scuotimenti rispetto al loro valore massimo consentito. Interessante è inoltre l'analisi dell'evolversi delle oscillazioni dopo il passaggio sull'ostacolo.

L'intero set di prove di passaggio su ostacolo è riportato in Tabella 4.5.

Trattrice	Prova	Grandezze monitorate	Obiettivi
Tradizionale traz. posteriore	Ostacolo simmetrico a sterzo imposto	Accelerazioni al sedile del pilota, forze di contatto verticali.	Valutazione comfort tramite i picchi di accelerazione. Le prestazioni si valutano tramite la Fz minima.
Sospesa traz. posteriore		Accelerazioni al sedile del pilota, forze di contatto verticali e scuotimenti sospensioni.	Valutazione comfort tramite i picchi di accelerazione. Le prestazioni si valutano tramite la Fz minima e il WS massimo.
Tradizionale traz. posteriore	Ostacolo asimmetrico a sterzo imposto	Accelerazioni al sedile del pilota, forze di contatto verticali e laterali.	Valutazione comfort tramite i picchi di accelerazione. Le prestazioni si valutano tramite la Fz minima, la Fy massima e l'oscillazione massima della sala.
Sospesa traz. posteriore		Accelerazioni al sedile del pilota, forze di contatto verticali e laterali e scuotimenti sospensioni	Valutazione comfort tramite i picchi di accelerazione. Le prestazioni si valutano tramite la Fz minima, la Fy massima e il WS massimo.

Tabella 4.5- Indici e grandezze monitorate nelle prove di comfort su ostacolo concentrato.

4.4- Prove di comfort su trattrice tradizionale

Si riportano di seguito i risultati relativi alle simulazioni delle prove di comfort svolte sulla trattrice tradizionale, con all'antieriore la sala basculante. Si ricorda che per questa trattrice gli unici stadi sospensivi sono rappresentati dagli pneumatici.

4.4.1- Prove di comfort su irregolarità, trattrice scarica

Si riportano in Figura 4.15 i valori di discomfort relativi alle traslazioni riscontrati con la trattrice tradizionale, riportando i singoli indici ed il globale. Si può notare come sebbene siano presenti sollecitazioni laterali notevoli, la direzione preponderante di sollecitazione è la verticale, legata ai moti verticali e

di beccheggio della cassa. I suoi valori sono più elevati per la prova “Rough” ed aumentano all’aumentare della velocità di marcia della trattrice.

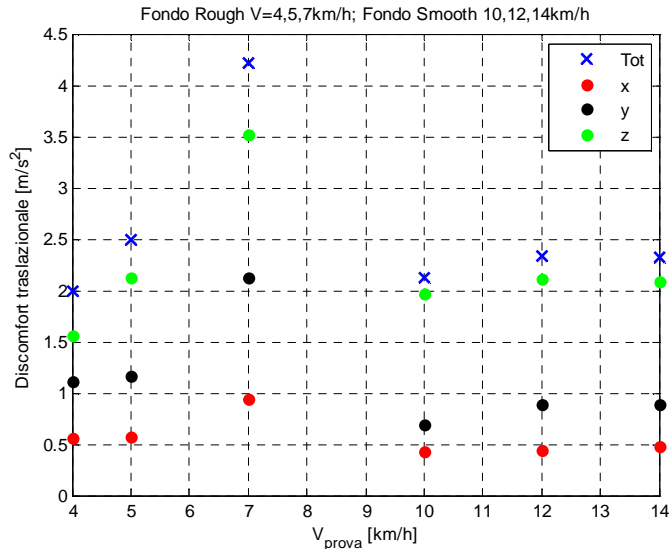


Figura 4.15- Discomfort relativo alle accelerazione lineari al sedile di guida.

In Figura 4.16 sono invece riportati gli indici relativi alle accelerazioni angolari, per i quali si nota una preponderanza lungo la direzione x, legata ai moti di rollio.

Il fatto che l’indice globale sia minore dell’indice singolo è dovuto al fatto che nel suo calcolo i coefficienti moltiplicativi k_{rx} , k_{ry} , k_{rz} (4.35) sono minori del valore unitario. Il discomfort dovuto alle accelerazioni angolari ha minor importanza di quello delle lineari nella percezione dell’operatore umano, e quindi il suo indice globale viene penalizzato.

In Figura 4.17 sono infine riportati i valori dell’indice di comfort globale, ottenuto dai due precedenti. I valori di discomfort sono molto elevati, soprattutto per le prove di fondo “Rough”, il più dissestato e come si vede il peso maggiore è del discomfort delle accelerazioni lineari. Si noti che l’indice totale supera il valore limite di 2.5, indicando una prestazione di comfort insufficiente.

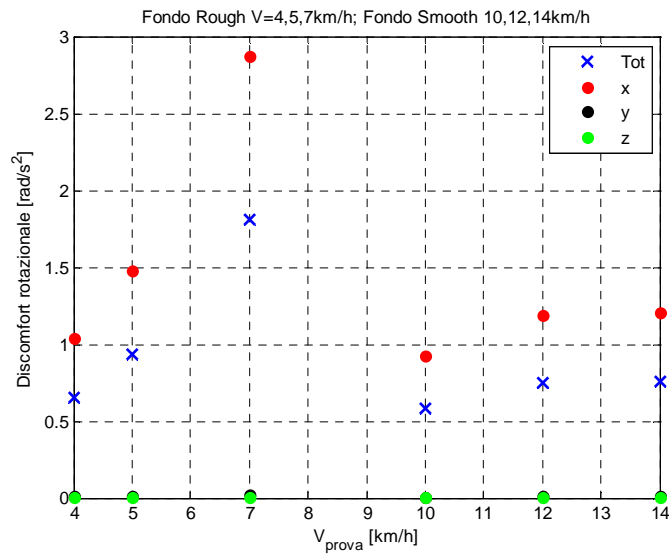


Figura 4.16- Discomfort relativo alle accelerazioni angolari in cassa.

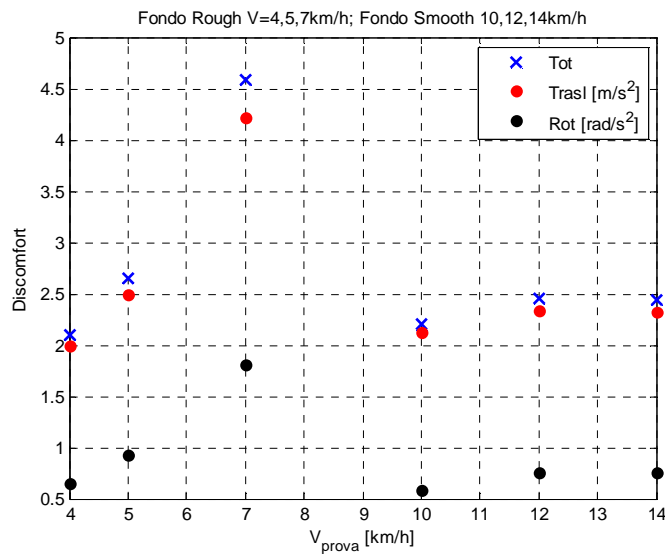


Figura 4.17- Indici di discomfort globali.

Si riporta in Figura 4.18 l'andamento con le prove dell'indice di Road Holding, per il quale si nota come siano presenti lati più o meno sollecitati, fenomeno da ricondursi alla diversità delle irregolarità del lato destro e sinistro.

L'indice assume valori abbastanza elevati, crescenti con la velocità e maggiori per l'irregolarità "Rough". Inoltre i valori sembrano essere maggiori per le ruote posteriori che, essendo direttamente legate alla cassa, risentono di tutti i suoi moti.

Come si vede il valore dell'indice per il profilo "Rough" sale al di sopra del valore 0.35 e questo sta ad indicare, soprattutto a velocità maggiori, una aderenza non ottimale delle ruote con il terreno, con frequenti e brevi distacchi.

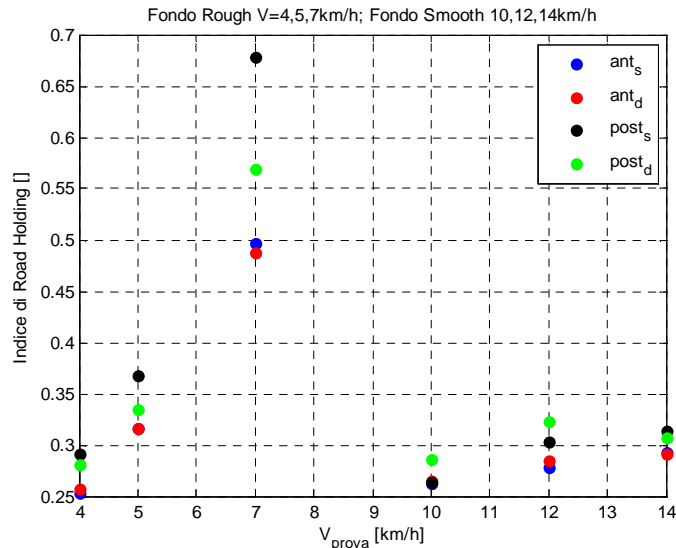


Figura 4.18- Indice di Road Holding per le quattro ruote.

In Figura 4.19 è riportata la deviazione standard delle oscillazioni della sala basculante, adimensionalizzata rispetto al basculamento massimo, che ci da una indicazione della probabilità che durante l'esercizio essa sia andata a finecorsa. Nel modello di veicolo tradizionale se ciò avvenisse non si hanno effetti, in quanto il finecorsa non è implementato. Se questo indice è elevato sta ad indicare che i valori di discomfort misurati possono essere ben inferiori a quelli reali. Questo non sembra essere un problema per il caso in esame, in quanto i valori si mantengono sempre abbastanza limitati.

L'indice di prestazioni globali, definito sostituendo concettualmente alla variabile logica di Working Space quella di basculamento, ha andamento di Figura 4.20, dove si vede come, superando il valore unitario, indichi nelle prove più severe prestazioni insufficienti.

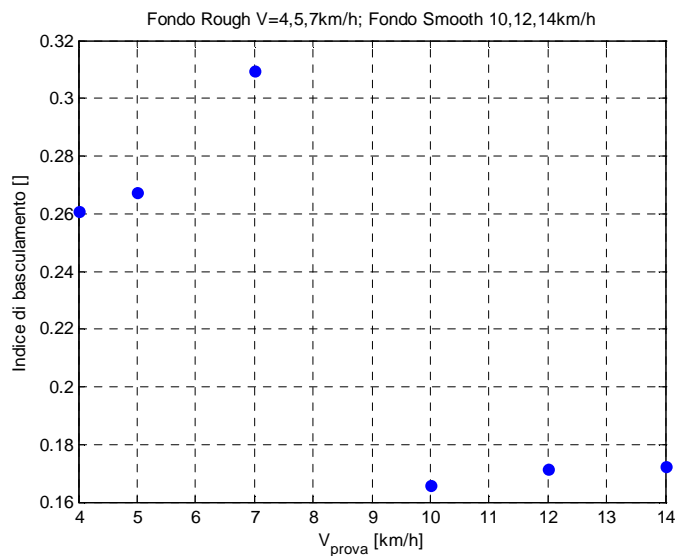


Figura 4.19- Indice di basculamento della sala.

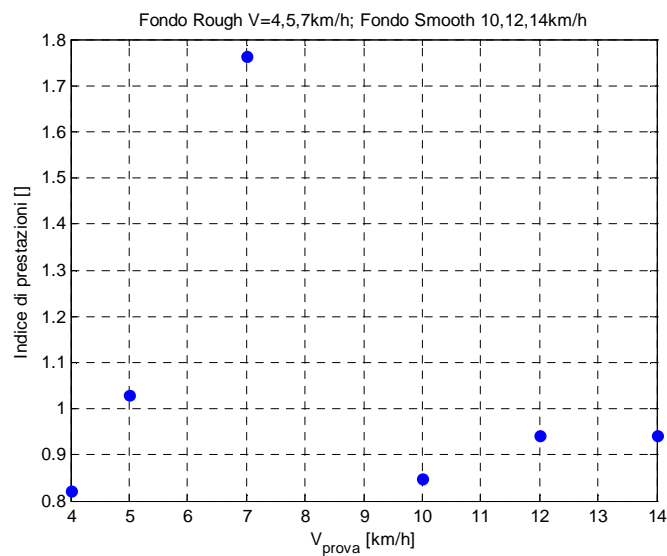


Figura 4.20- Indice di prestazioni globale, trattrice sospesa scarica.

4.4.2- Prove di comfort su irregolarità, varie configurazioni di carico

Le configurazioni di carico analizzate vanno dall'applicazione di un attrezzo al posteriore, tale da comportare all'anteriore il carico minimo ammissibile (700kg), a quello di una zavorra all'anteriore, che invece lo carica al massimo consentito (2000kg). In queste analisi si prenderanno in considerazione una

prova per ogni profilo di irregolarità utilizzato, in particolare quelle a velocità intermedia, a 5km/h per il fondo “Rough” ed a 12km/h per lo “Smooth”.

Per la trattoria tradizionale, quello che varierà nelle varie configurazioni, sarà la posizione del baricentro, il tensore di inerzia della cassa e l’involuppo delle ruote sul profilo che, al variare del carico gravante, avranno impronte di contatto variabili.

In Figura 4.21 è riportato l’andamento dei tre discomfort globali, per la prova su profilo “Rough” a 5km/h. Come si può notare all’aumentare del carico all’anteriore, quindi all’avanzare del baricentro, il livello di comfort dell’operatore scende e ciò è dovuto alle maggiori effetti che gli ingressi al posteriore hanno, essendo il pilota più vicino al posteriore.

Si noti inoltre come siano gli indici legati alle accelerazioni lineari a guidare la variazione di quello globale, mentre quelli delle accelerazioni angolari rimangono più stabili al variare del carico anteriore.

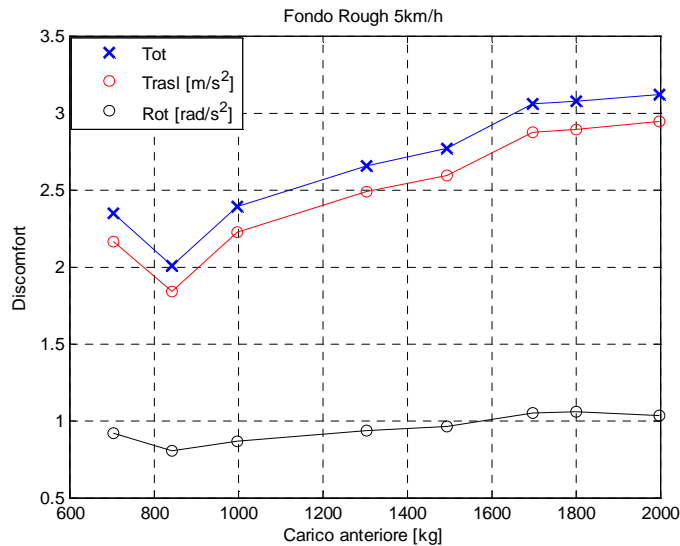


Figura 4.21- Discomfort al variare del carico all'anteriore, fondo Rough.

In Figura 4.22 è riportato, per la stessa prova, l’andamento dell’indice di Road Holding al variare del carico all’anteriore.

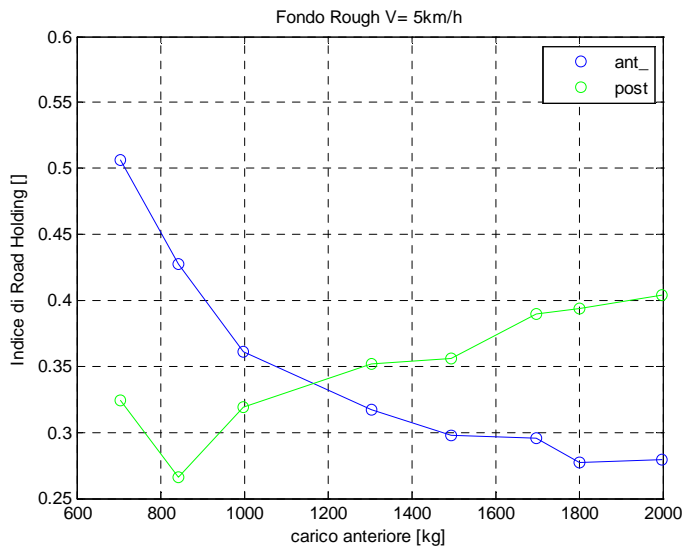


Figura 4.22- Indici di Road Holding al variar del carico anteriore, fondo Rough.

Si noti come gli indici delle ruote anteriori scendano all'aumentare del carico, un maggior peso gravante rende effettivamente meno probabile un distacco della ruota. Viceversa accade per le ruote posteriori, che vedono diminuire il carico mediamente gravante, per le quali l'indice cresce.

In Figura 4.23 è infine riportato l'andamento dell'indice di basculamento della sala al variare del carico.

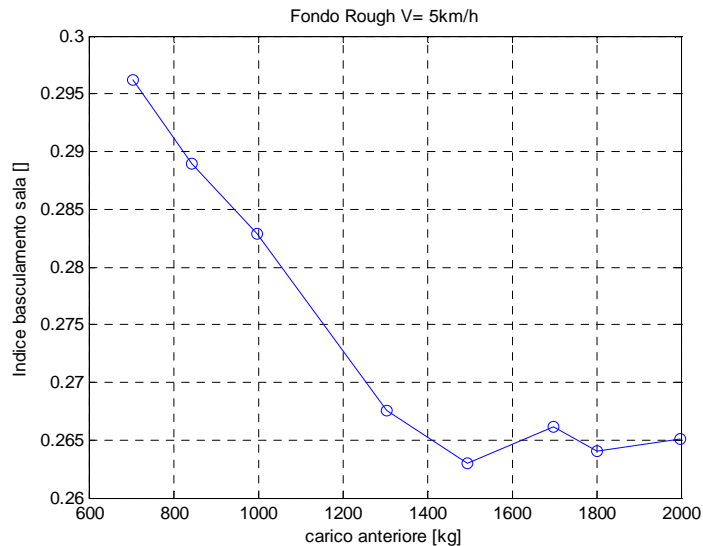


Figura 4.23- Indice di basculamento al variar del carico anteriore, fondo Rough.

Si noti come all'aumentare del carico all'anteriore l'indice scenda, indicando mediamente minori angoli di basculamento della sala.

Di seguito sono riportati gli stessi risultati, ottenuti per la prova con il fondo di tipo "Smooth" a 12km/h: il discomfort (Figura 4.24), Road Holding (Figura 4.25) e indice di basculamento (Figura 4.26).

Per il discomfort ed il Road Holding gli andamenti sono qualitativamente simili a quelli ottenuti con la prova su profilo Rough.

L'indice di basculamento ha invece andamento parabolico, con un minimo in prossimità di un carico pari a 1300kg, anche se si deve tenere presente che la sua variabilità è molto bassa, in quanto il profilo Smooth eccita in modo minore il rollio dei corpi rispetto al Rough.

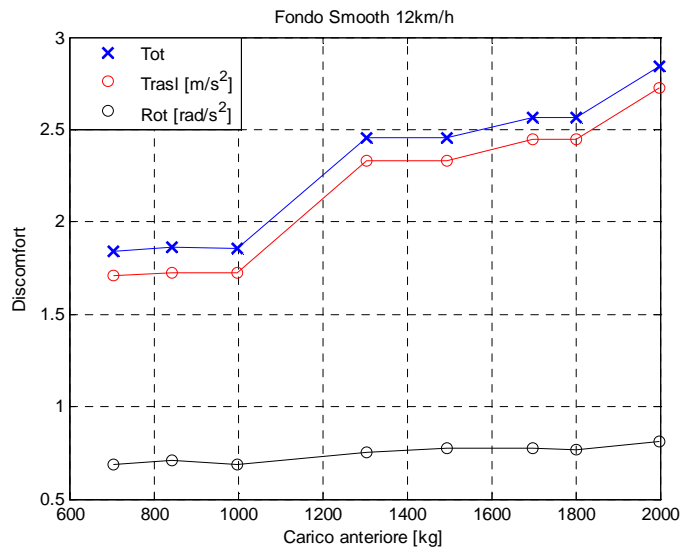


Figura 4.24- Discomfort al variare del carico anteriore, fondo Smooth.

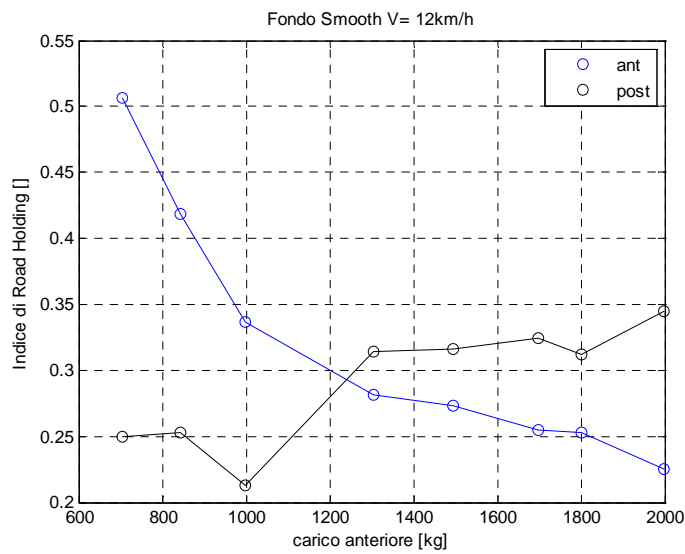


Figura 4.25- Indice di RH al variare del carico anteriore, fondo Smooth.

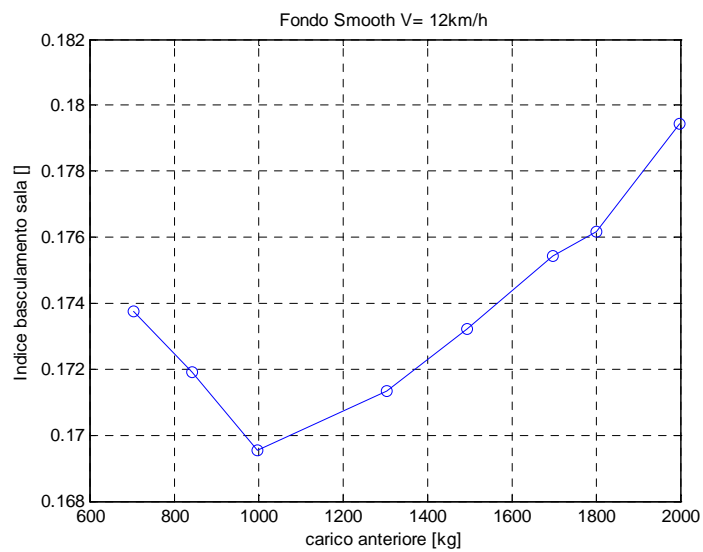


Figura 4.26- Indice di basculamento al variare del carico anteriore, fondo Smooth.

L'indice di prestazioni globali per le due prove è riportato in Figura 4.27, dove l'inversione di andamento con il carico è legato gli opposti andamenti che assumono il Discomfort ed il Road Holding medio. Per le prove simulate mostra sempre comportamento insufficiente, essendo maggiore dell'unità.

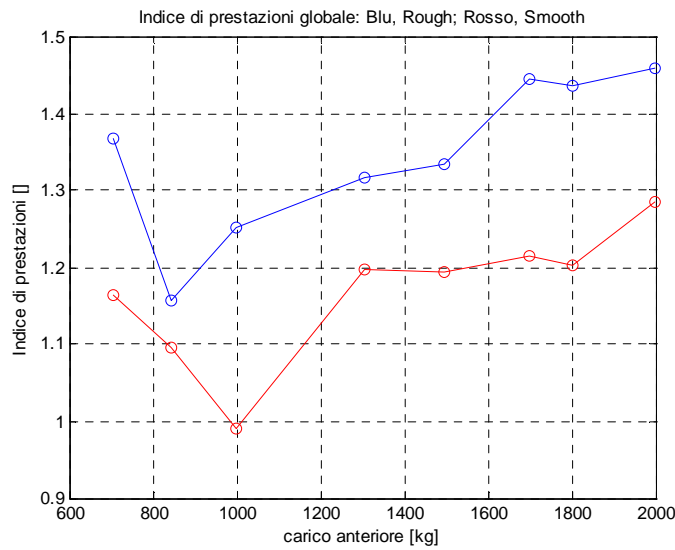


Figura 4.27- Indice di prestazioni globale, varie configurazioni.

4.4.3- Prove di passaggio su ostacolo

Per le prove di passaggio su ostacolo, svolte a 10.8 km/h ed in configurazione scarica, si valutano i valori massimi e minimi delle storie temporali delle grandezze monitorate.

In Figura 4.28 è riportata, per il passaggio su ostacolo simmetrico, la storia temporale dell'accelerazione verticale, la più significativa in questa prova. Si nota come il valore massimo raggiunto, pari a $8,18 \frac{m}{s^2}$, sia molto elevato.

I valori massimi delle accelerazioni misurate, adimensionalizzati rispetto all'accelerazione gravitazionale, sono riportati in Tabella 4.6, dove si può apprezzare l'elevato valore raggiunto dall'accelerazione verticale rispetto alle altre.

ax_max/g	ay_max/g	az_max/g	a_tot max/g
0,253	0,038	0,834	0,843

Tabella 4.6- Accelerazioni massime, passaggio su ostacolo simmetrico.

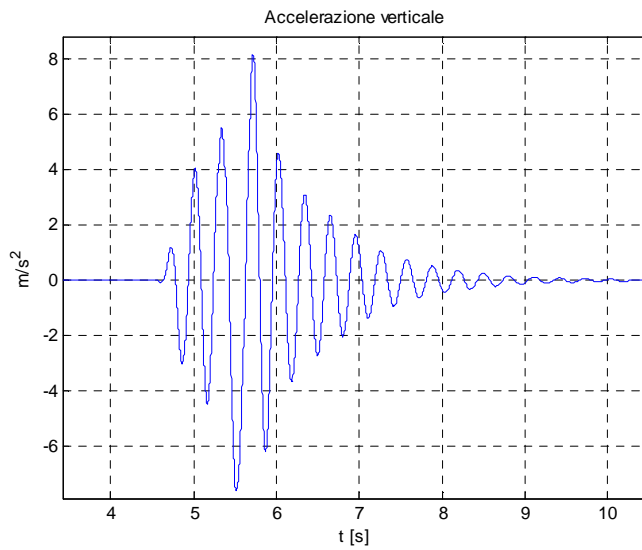


Figura 4.28- Accelerazione verticale, passaggio su ostacolo simmetrico.

In Figura 4.29 sono riportate le storie temporali delle forze verticali a contatto con il terreno che, come si può notare, si avvicinano al valore nullo, indicando che la trattrice si è avvicinata alla condizione di distacco di una ruota.

Più critico è l'anteriore, in quanto raggiunge una forza minima più prossima a zero, a causa del baricentro più arretrato posteriormente.

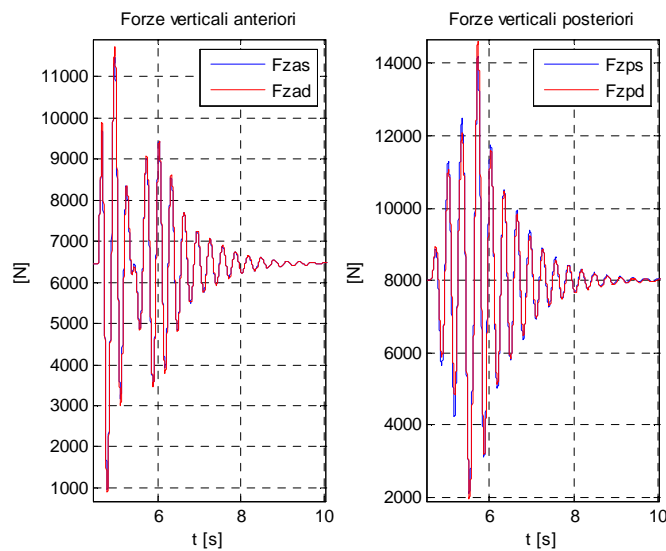


Figura 4.29- Andamento forze verticali, passaggio su ostacolo simmetrico.

In Tabella 4.7 sono infine riportati i valori degli indici relativi alle forze verticali, si noti come effettivamente l'anteriore risulti essere la parte più critica.

Fzas min/Csa	Fzad min/Csa	Fzps min/Csp	Fzpd min/Csp
0,15	0,14	0,26	0,25

Tabella 4.7- Forze verticali massime, passaggio su ostacolo simmetrico.

Si valuti invece di seguito i risultati ottenuti per il superamento di ostacolo asimmetrico, a partire dall'andamento delle accelerazioni verticali e laterali, riportato in Figura 4.30 e Tabella 4.8, che per questa prova assumono valori massimi confrontabili. Si noti come le accelerazioni laterali assumano valori importanti in ritardo rispetto alle verticali. Ciò è dovuto alla presenza della sala basculante all'anteriore, che isola la cassa dai contributi del primo ordine di rollio che si hanno sulla sala anteriore.

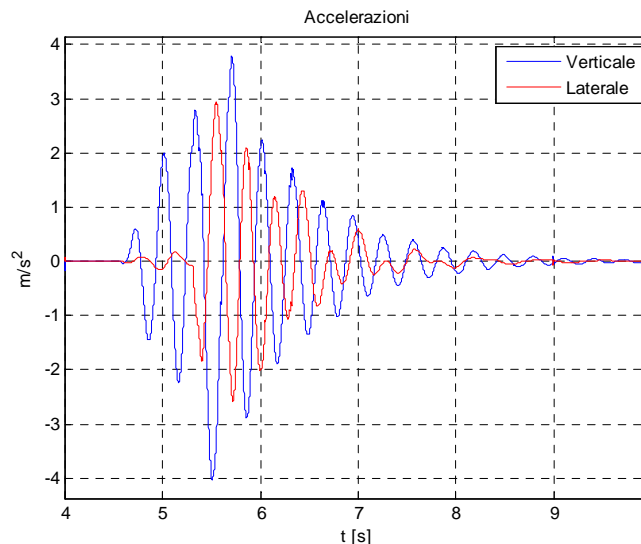


Figura 4.30- Accelerazioni nel tempo, passaggio su ostacolo asimmetrico.

ax_max/g	ay_max/g	az_max/g	a_tot max/g
0,123	0,300	0,411	0,485

Tabella 4.8- Accelerazioni massime, passaggio su ostacolo asimmetrico.

In Figura 4.31 e Tabella 4.9 sono riportati i risultati relativi alle forze verticali di contatto con il terreno. Si noti come la sala basculante consenta, a fronte di un ostacolo diverso tra ruota destra e sinistra, di mantenerne i carichi uguali nel tempo. Al posteriore, dove non è presente la sala, ciò non avviene e la ruota che passa sopra l'ostacolo (sinistra) ha variazioni maggiori.

La sala ha dunque il pregio di mediare, tra le ruote dei due lati opposti, gli effetti delle differenze di carreggiata sulle forze verticali.

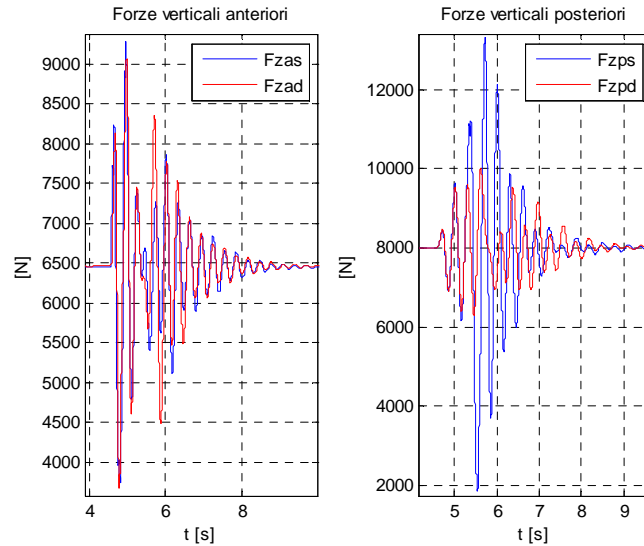


Figura 4.31- Forze verticali di contatto, passaggio su ostacolo asimmetrico.

Fzas min/Csa	Fzad min/Csa	Fzps min/Csp	Fzpd min/Csp
0,58	0,57	0,23	0,78

Tabella 4.9- Forze di contatto verticali minime, passaggio su ostacolo asimmetrico.

In Figura 4.32 e Tabella 4.10 sono riportati i risultati relativi alle forze laterali di contatto, che si generano a causa dello sbilanciamento laterale che l'ostacolo asimmetrico comporta.

Non sono presenti particolari differenze tra gli andamenti al posteriore ed all'anteriore, se non che si evidenzia nuovamente una coincidenza di forze all'anteriore tra i due lati. Si noti infine che le forze raggiungono valori importanti solamente in un secondo momento rispetto all'inizio del disturbo, quando l'ostacolo giunge al posteriore, mentre invece il passaggio all'anteriore ha effetti minori.

In Figura 4.33 è riportato l'andamento del basculamento della sala. Il suo valore massimo è di circa $2,54^\circ$, molto minore dal valore massimo consentito che è 8° e si ha per effetto del passaggio dell'ostacolo al posteriore (secondo picco), dovuto dunque al rollio della cassa

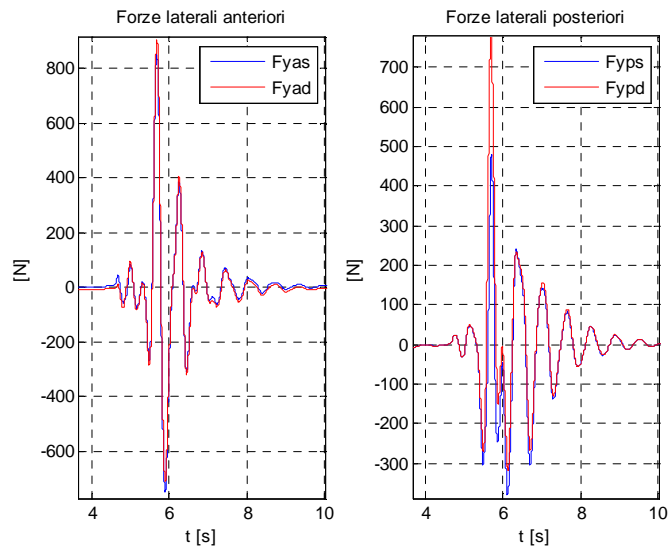


Figura 4.32- Forze laterali di contatto, passaggio su ostacolo asimmetrico.

Fyas max/Csa	Fyad max/Csa	Fyps max/Csp	Fypd max/Csp
0,132	0,141	0,059	0,097

Tabella 4.10- Forze di contatto laterali, passaggio su ostacolo asimmetrico.

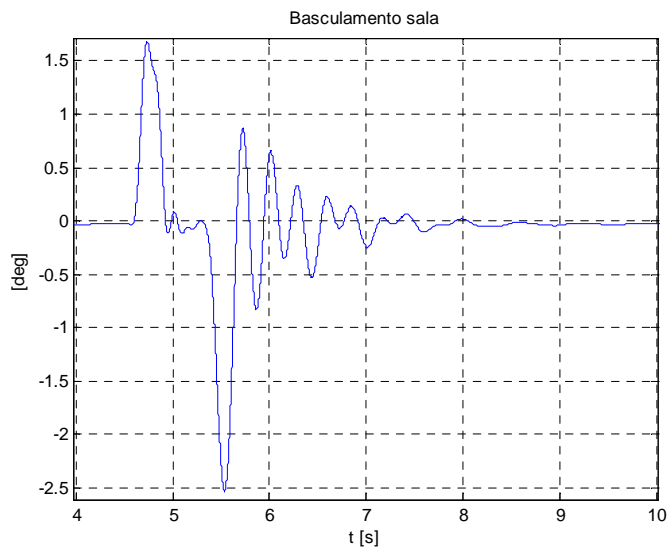


Figura 4.33- Basculamento sala, passaggio su ostacolo asimmetrico.

4.5 - Prove di comfort su trattrice sospesa

Si procede ora con l'analisi del comfort della trattrice sospesa.

4.5.1- Prove di comfort su trattrice sospesa, introduzione

Le prove di comfort sulla trattrice sospesa danno l'opportunità di studiare, data la morfologia del circuito idropneumatico, l'effetto che lo smorzamento introdotto ha sul comportamento del veicolo. Questo aspetto è di fondamentale importanza, perché per la progettazione finale del circuito si devono avere dei valori di riferimento a cui puntare e perché può suggerire la tipologia di controllo da effettuare, ricordando che nel circuito due strozzature sono regolabili. Per la definizione del valore di smorzamento si farà variare l'indice di smorzamento adimensionale definito come:

$$h = \frac{r_{sosp}}{2\sqrt{k_{sosp}m_{ant,sosp}}} \quad 4.37$$

Dove $m_{ant,sosp}$ è il carico verticale che devono sorreggere le sospensioni.

Questo indice verrà fatto variare discretamente tra un valore minimo pari a 0.15 ed un valore massimo di 1.5, dal quale si risalirà allo smorzamento fisico da introdurre nel circuito delle sospensioni e quindi ai coefficienti di perdite di carico lineari con la portata che sono stati introdotti nel circuito.

Si ricordi che dall'analisi del circuito idropneumatico, riportato nuovamente in **Errore. L'origine riferimento non è stata trovata.**, era stato ricavato il legame tra smorzamento fisico introdotto e coefficienti delle perdite di carico:

$$r_r = c_s^2 \left[A_c^2 (\beta_1 + \beta_2 + \beta_3 + \beta_4) + A_r^2 (\beta_5 + \beta_6) \right] \quad 4.38$$

Per assegnare i valori ad ogni singolo coefficiente, li si imposteranno uguali per quelli presenti in uno stesso lato (Piston e Rod), fissando quelli del lato Rod ad un valore definito e facendo variare invece quelli del lato Piston. Si è effettuata questa scelta in quanto le strozzature variabili nel circuito sono introdotte solamente nel lato Piston.

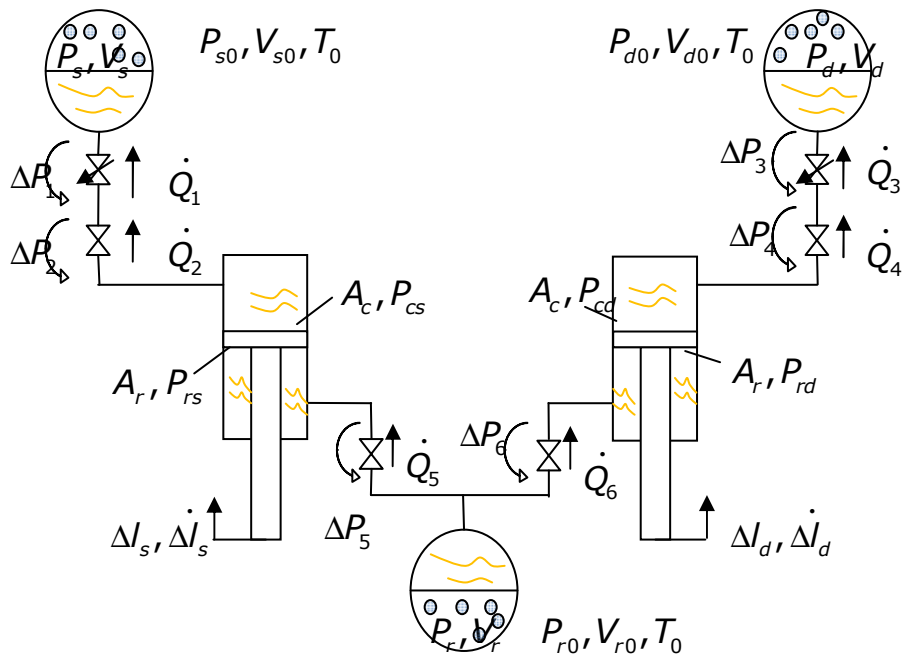


Figura 4.34- Schematizzazione qualitativa circuito idropneumatico.

4.5.2- Comfort su trattrice sospesa scarica, analisi modello lineare

Gli studi di comfort sulla trattrice sospesa, in configurazione scarica, saranno dunque fatti facendo variare il valore di smorzamento introdotto nel circuito e valutando l'effetto che questa sua variazione ha sulle prestazioni.

In una successiva analisi verranno valutati, su un numero di prove più limitate, gli effetti delle variazioni di configurazione di carico della trattrice.

Prima di effettuare l'analisi nel tempo con il modello completo è però sicuramente interessante esaminare gli effetti della variazione di smorzamento sul modello lineare, per comprenderne meglio gli effetti.

In Figura 4.35 è rappresentato il luogo delle radici del modello lineare, dove si può apprezzare la posizione dei poli al variare dello smorzamento, da un minimo di 0.15 (rosa) ad un massimo di 1,5 (verde). Sono presenti quattro poli complessi coniugati ad alta frequenza (8-9Hz), che descrivono i moti delle masse sospese, che all'aumentare dello smorzamento tendono a divenire puramente reali e due di essi si spostano verso parti reali maggiori.

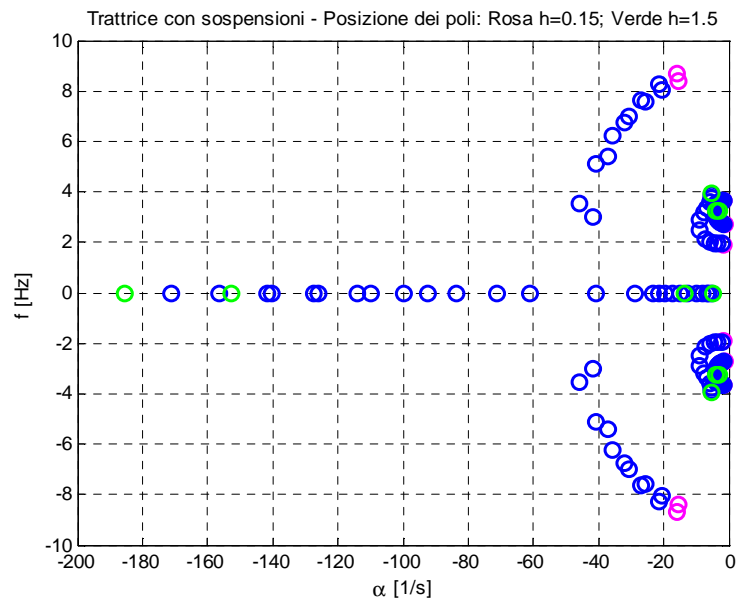


Figura 4.35- Posizione dei poli della trattrice al variare dello smorzamento.

Per valutare i poli a bassa frequenza si analizzi Figura 4.36, dove sono presenti sei poli complessi coniugati, descrittivi i moti di cassa. Si nota che all'aumentare dello smorzamento, inizialmente tutte le parti reali dei poli diminuiscono, indicando un aumento dello smorzamento relativo. Con valori molto elevati questo andamento però si inverte e la parte reale dei poli inizia ad aumentare. Ciò in generale è negativo per il comfort e denota presumibilmente la presenza di un minimo nel discomfort, che si avrà ad un determinato valore di smorzamento.

Rispetto alle condizioni iniziali sembra comunque che i poli all'aumentare dello smorzamento assumano posizioni migliori.

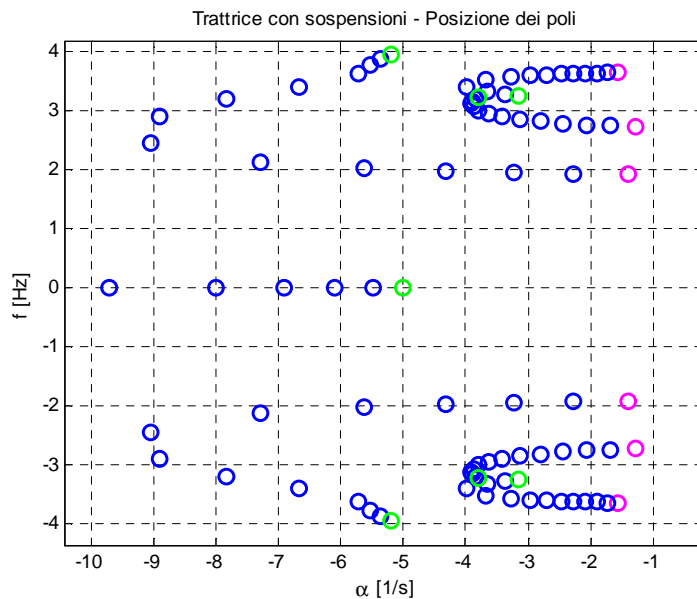


Figura 4.36- Posizione dei poli a bassa frequenza al variare dello smorzamento.

Per capire ogni singolo polo a quale grado di libertà è riferito può essere utile analizzare i modi del sistema per il valore di smorzamento minimo considerato, in modo che rimangano ben distinti gli effetti su ciascun grado di libertà. Ciò è inoltre interessante in quanto fornisce l'indicazione su quale polo agire nel caso si voglia intervenire sulla risposta di qualche moto specifico.

I poli a più bassa frequenza, i fondamentali, sono relativi al modo a 1.93hz riportato in Tabella 4.11, che come si può notare interessa il grado di libertà verticale della cassa con quello di beccheggio in controfase. Le masse non sospese agiscono in fase ai moti verticali, con contributi più contenuti.

Polo	$-1.38 \pm 12.10i$	
Freq [Hz]:	1.93	
alfa/omega:	0.115	
	Modulo	Fase [deg]
Z_{cassa}	1.00	0.00
β_{cassa}	0.92	176.34
ρ_{cassa}	0.00	170.39
Z_{ss}	0.46	7.94
Z_{sd}	0.46	7.94

Tabella 4.11- 1° modo di vibrare.

I poli a frequenza intermedia sono associati ai modi riportati in Tabella 4.12. Il primo dei due (2.73Hz) è associato al rollio di cassa, quindi sarà molto

importante per il comfort laterale. Gli altri moti di cassa non sono interessati, mentre le masse non sospese si hanno un contributo minore ed in controfase, tale da eccitare il rollio.

Il secondo dei due modi (3.63hz) torna ad interessare il beccheggio della cassa ed i suoi moti verticali, questa volta in fase tra loro. Le masse non sospese hanno contribuito in controfase rispetto allo spostamento della cassa ed in fase tra loro. In particolare questo modo è importante per il comfort, in quanto ha frequenza propria compresa nel range in cui la funzione peso W_k (relativa alle accelerazioni verticali) ha i suoi valori massimi (Figura 4.13).

Polo	$1.28 \pm 17.18i$		$-1.55 \pm 22.86i$	
Freq [Hz]:	2.73		3.63	
alfa/omega:	0.075		0.068	
	Modulo	Fase [deg]	Modulo	Fase [deg]
Z_{cassa}	0.00	-27.30	0.54	6.33
β_{cassa}	0.00	19.50	1.00	0.00
ρ_{cassa}	1.00	0	0.00	-159.37
Z_{ss}	0.11	23.00	0.20	159.96
Z_{sd}	0.11	-157.00	0.20	159.96

Tabella 4.12- 2° e 3° modo di vibrare.

I modi a più alta frequenza, riportati in Tabella 4.13, come anticipato sono relativi ai moti delle masse non sospese. Nel primo dei due esse si muovono in controfase, eccitando per cui in maniera minore il rollio della cassa. Nel secondo invece i loro movimenti sono in fase ed eccitano leggermente il beccheggio.

Polo	$-15.45 \pm 52.60i$		$-16.06 \pm 54.71i$	
Freq [Hz]:	8.37		8.71	
alfa/omega:	0.29		0.29	
	Modulo	Fase [deg]	Modulo	Fase [deg]
Z_{cassa}	0.00	-140.85	0.02	144.56
β_{cassa}	0.00	25.66	0.06	-33.30
ρ_{cassa}	0.05	44.13	0.00	71.36
Z_{ss}	1.00	180.00	1.00	0.00
Z_{sd}	1.00	0.00	1.00	0.00

Tabella 4.13- 4° e 5° modo di vibrare.

Per concludere, il fatto che i poli a bassa frequenza abbiano frequenze proprie simili comporterà sicuramente un accoppiamento dei modi al crescere dello smorzamento. Per cogliere a pieno gli effetti di questo fenomeno è opportuno

studiare la variazione delle funzioni di trasferimento delle grandezze più significative.

In Figura 4.37 e Figura 4.38 sono riportate le funzioni di trasferimento dell'accelerazione globale al pilota, rispettivamente rispetto agli ingressi delle ruote anteriori e posteriori, al variare dello smorzamento dal minimo di 0.15 (rosa) al massimo di 1.5 (verde).

Si nota innanzi tutto come le variazioni della fdt con lo smorzamento siano molto più marcate per gli ingressi anteriori, poiché le sospensioni vi agiscono direttamente essendo lì posizionate. Al posteriore invece le variazioni sono molto limitate.

All'anteriore l'aumento di smorzamento è positivo per valori limitati. Ciò si nota da Figura 4.37, dove alle basse frequenze le curve, dopo una prima fase di abbassamento, tornano ad alzarsi (ciò avviene a cavallo degli smorzamenti adimensionali tra 0,9 ed 1,2), mentre per frequenze maggiori peggiorano sempre. L'effetto sull'indice di comfort di questo peggioramento sarà comunque limitato, in quanto i valori della fdt rispetto agli ingressi anteriori assume valori minori di quelli rispetto ai posteriori, che quindi daranno contributo predominante.

Al posteriore l'aumento di smorzamento è invece positivo, in quanto i picchi si abbassano, anche se l'effetto tende a diminuire al suo aumentare.

Si ponga l'attenzione infine sul fatto che i picchi delle fdt, inizialmente distinti, all'aumentare dello smorzamento si accoppiano, ciò è negativo ed è causa di un loro ulteriore aumento ad alti smorzamenti.

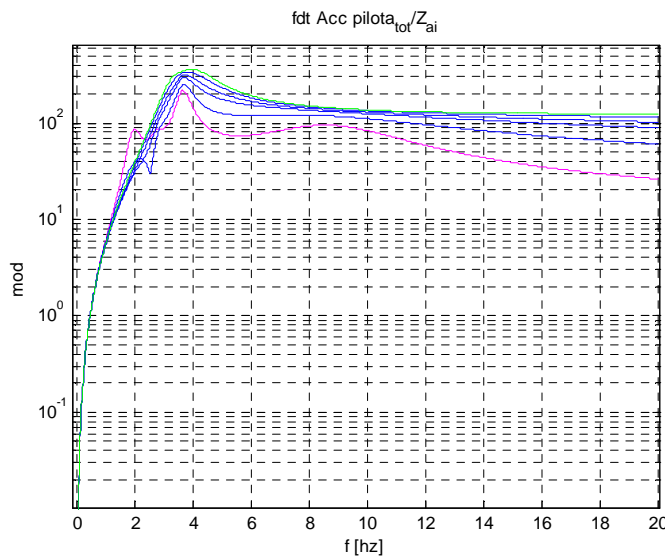


Figura 4.37- Fdt rispetto agli ingressi anteriori dell'accelerazione globale al pilota, non pesata.

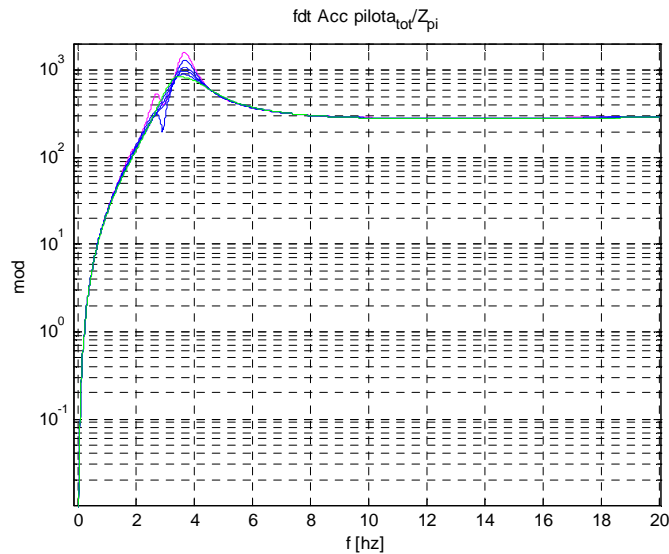


Figura 4.38- Fdt rispetto agli ingressi posteriori dell'accelerazione globale al pilota, non pesata.

In Figura 4.39 e Figura 4.40 sono riportate le funzioni di trasferimento del Road Holding, rispettivamente di una ruota anteriore e posteriore, rispetto all'ingresso relativo, che da gli effetti maggiori rispetto agli altri.

Le fdt presentano all'aumentare dello smorzamento numerosi incroci. Focalizzandosi alle basse frequenze si nota come l'aumento di smorzamento (dalla curva rosa alla verde) aumenti la fdt per loro valori inferiori a circa 1.3Hz, mentre le abbassi per valori superiori. Alle medie frequenze il comportamento è simile e presenta due inversioni di comportamento analoghe a quelle già citate. Questi effetti hanno conseguenze opposte sull'indice, ma essendo gli ingressi predominanti alle basse frequenze, saranno da privilegiare presumibilmente bassi smorzamenti.

La fdt dello Working Space non sarà analizzata, in quanto quest'ultimo è un parametro che all'aumentare dello smorzamento ha andamento monotono, sempre decrescente.

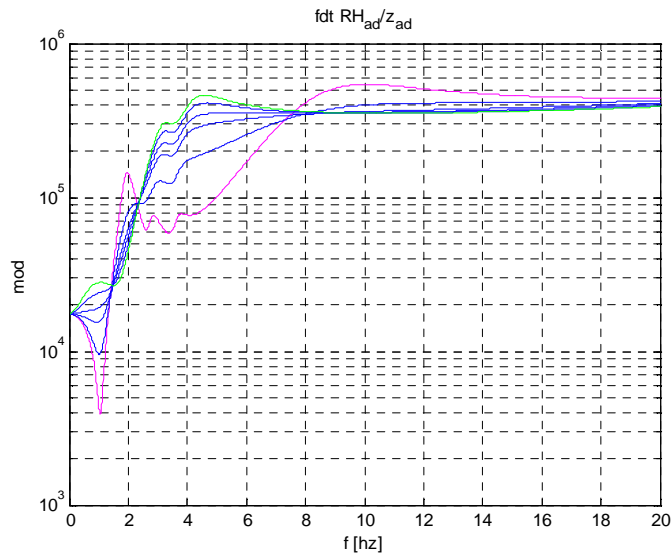


Figura 4.39- Fdt del Road Holding di una ruota anteriore rispetto all'ingresso relativo.

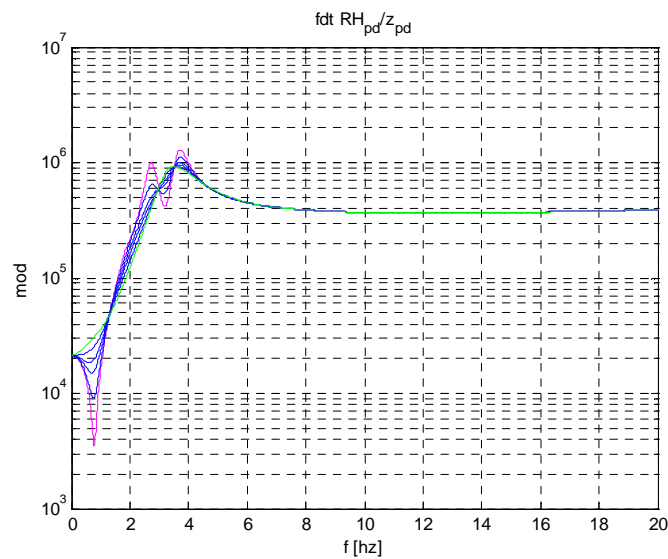


Figura 4.40- Fdt del Road Holding di una ruota posteriore rispetto all'ingresso relativo.

4.5.3- Prove di comfort su tratrice sospesa scarica, irregolarità

Dall'analisi del sistema linearizzato sono stati definiti alcuni comportamenti del veicolo che si dovranno riscontrare nelle simulazioni nel tempo, i cui risultati ora verranno presentati.

In Figura 4.41 sono riportati i valori del discomfort in direzione laterale al sedile del pilota, misurati nelle varie prove al variare dello smorzamento adimensionale impostato alle sospensioni.

Si noti come la variazione dell'indice è importante per piccoli smorzamenti, per i quali si ha un miglioramento al crescere dello smorzamento. La variabilità dell'indice è invece molto bassa per smorzamenti maggiori.

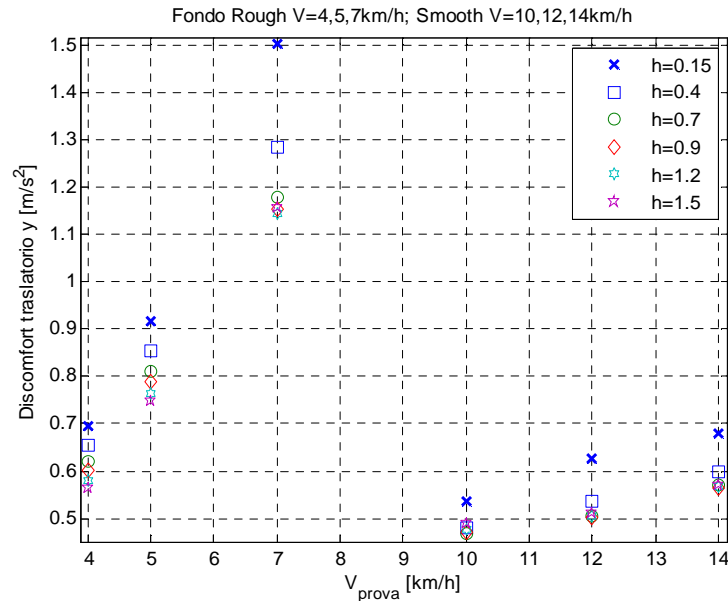


Figura 4.41- Discomfort laterale al variare dello smorzamento, trattrice sospesa.

In Figura 4.42 sono invece rappresentati quelli relativi al discomfort verticale, dal quale si può vedere che al variare dello smorzamento delle sospensioni i valori varino molto poco. Lo smorzamento incide poco sul discomfort verticale e ciò è negativo in quanto, rispetto al laterale, è preponderante.

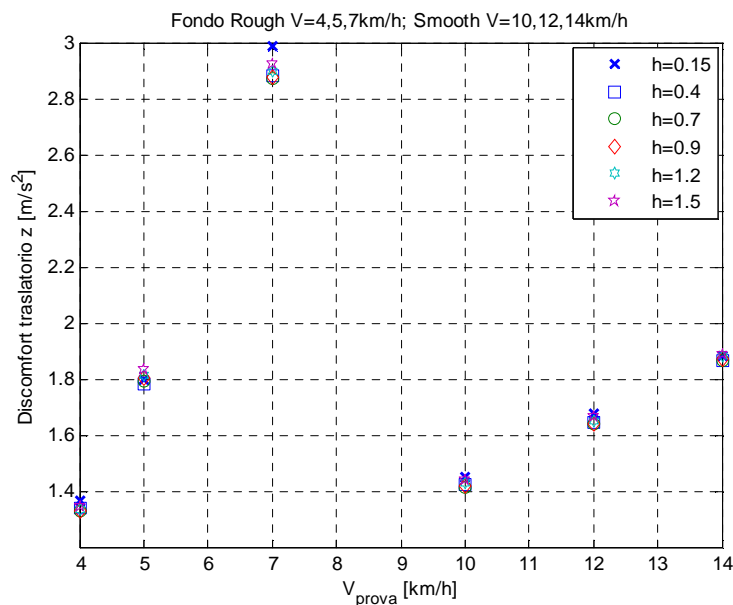


Figura 4.42- Discomfort verticale al variar dello smorzamento, trattrice sospesa.

In Figura 4.43 sono riportati i valori dell'indice di discomfort globale relativo alle accelerazioni lineari, che ha un andamento al variare dello smorzamento simile a quello del discomfort verticale. I valori assunti dall'indice sono elevati, soprattutto nelle prove con fondo più dissestato. Fattore positivo è che proprio in quest'ultime l'effetto dello smorzamento e quindi delle sospensioni, è maggiore, poiché maggiore è il contributo delle accelerazioni laterali.

In Figura 4.44 è riportato l'indice di discomfort globale, relativo alle accelerazioni angolari. Esso ha maggiore contributo dai moti di rollio ed è per questo che assume valori maggiori con il profilo "Rough". Esso è abbastanza influenzato dallo smorzamento delle sospensioni.

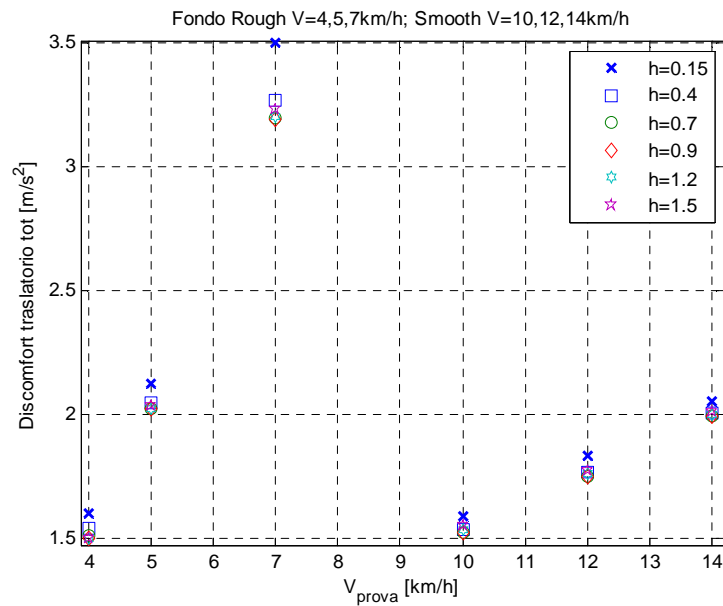


Figura 4.43- Discomfort traslatorio al variare dello smorzamento, trattrice sospesa.

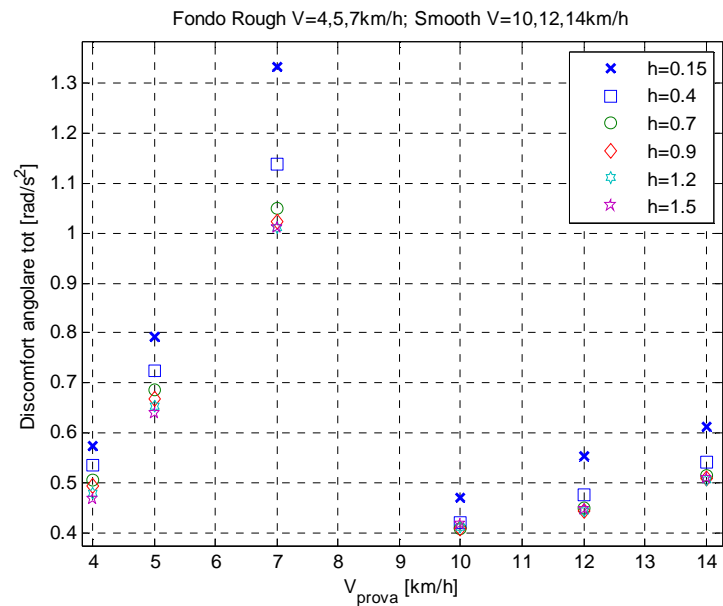


Figura 4.44- Discomfort angolare al variar dello smorzamento, trattrice sospesa.

In Figura 4.45 ecco l'indice di discomfort globale, che è influenzato dallo smorzamento soprattutto per il profilo "Rough". Ciò come visto è dovuto al piccolo effetto che la variazione del parametro ha sul discomfort verticale ed al buon effetto che contrariamente ha sul laterale, maggiore nel profilo "Rough".

Si noti che per il profilo Rough a 7km/h il valore massimo raggiunto sia superiore al valore di riferimento, pari a 2,5.

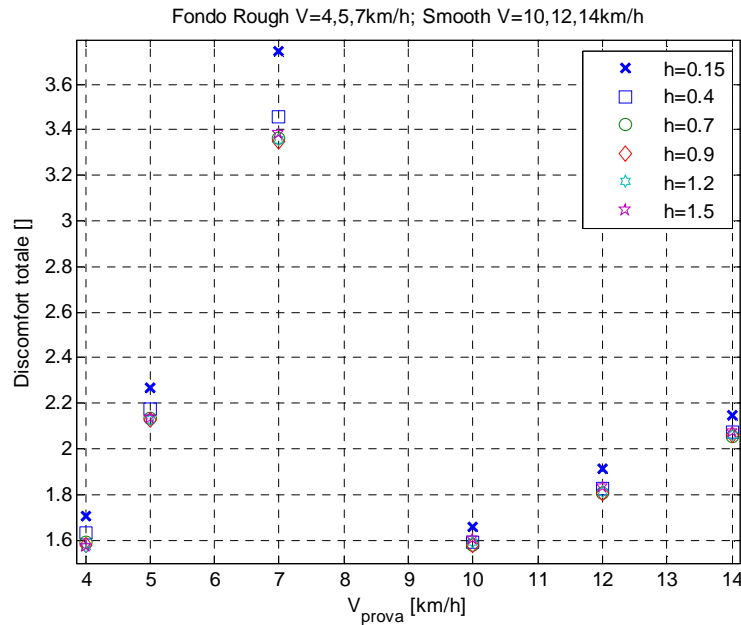


Figura 4.45- Discomfort globale al variare dello smorzamento, trattrice sospesa.

In Figura 4.46 e Figura 4.47 è riportato il Road Holding delle ruote anteriori e posteriori. Esso contrariamente al discomfort assume valori migliori (più bassi) per bassi smorzamenti impostati, con sospensioni meno bloccate. L'indice assume per tutte le prove valori ritenuti accettabili, in quanto inferiori al limite di buona aderenza pari a 0.35, tranne che per alti smorzamenti nella prova "Rough" a 7km/h, la più severa.

Si noti che la variabilità dell'indice con lo smorzamento è maggiore all'anteriore, perché le sospensioni agiscono direttamente lì e quindi hanno maggiori conseguenze le variazioni dei loro parametri. I valori migliori si hanno per bassi smorzamenti, come si era visto dall'analisi delle funzione di trasferimento.

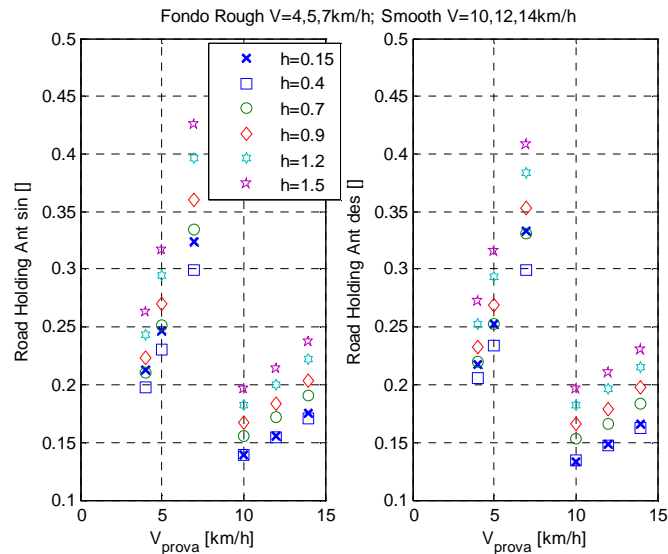


Figura 4.46- RH anteriore al variare dello smorzamento, trattoria sospesa.

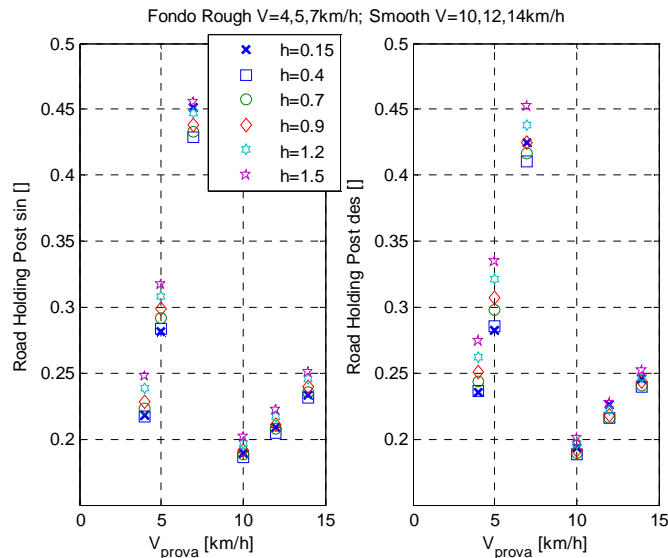


Figura 4.47- RH posteriore al variare dello smorzamento, trattoria sospesa.

In Figura 4.48 è rappresentato l'andamento dell'indice di Working Space al variare dello smorzamento e si nota che esso diminuisce sempre al suo aumentare, poiché le sospensioni sono sempre più bloccate. I valori massimi assunti sono quasi sempre compatibili con un buon funzionamento delle sospensioni, anche se la vicinanza al limite di 0.35 in alcune prove sta ad indicare una buona probabilità che la sospensione sia andata a finecorsa.

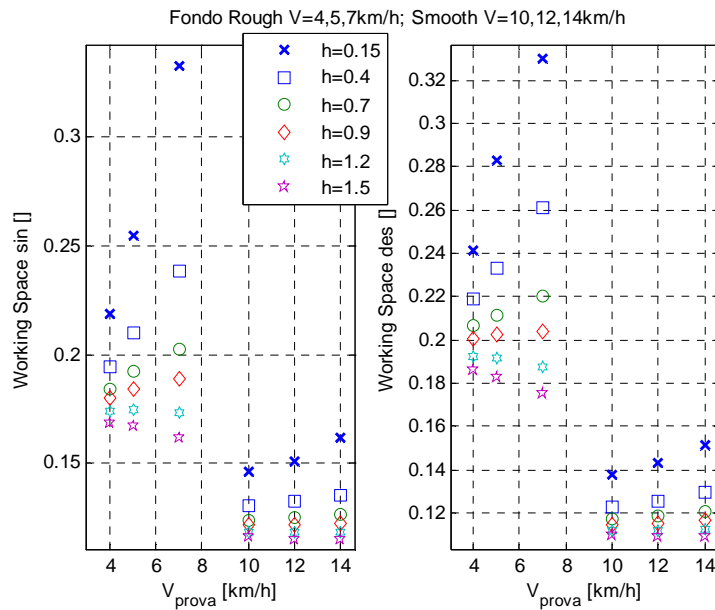


Figura 4.48- WS al variare dello smorzamento, trattrice sospesa.

In Figura 4.49 è riportato, l'indice di scuotimento massimo. Se maggiore di uno indica che la sospensione è andata a finecorsa durante la prova. Si nota come ciò sia avvenuto in due prove per la sospensione destra, evidentemente la più sollecitata dal percorso.

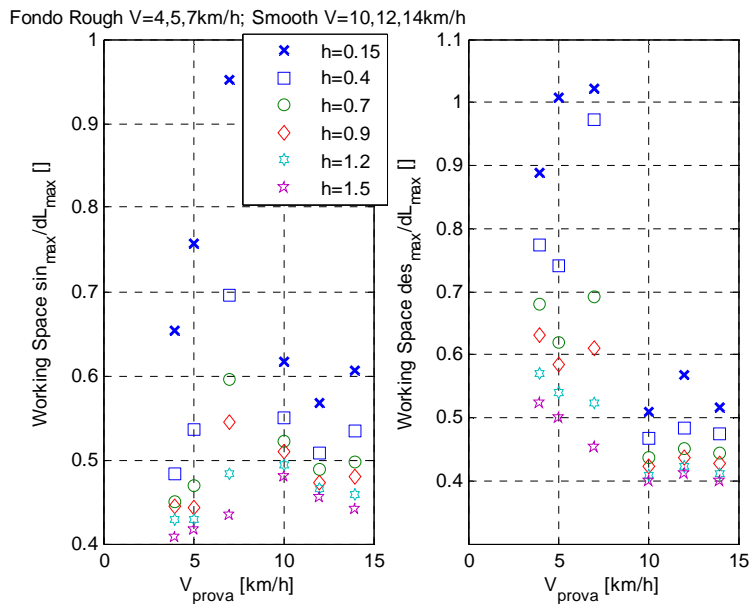


Figura 4.49- WS massimo adimensionalizzato, trattrice sospesa.

Il fatto che durante le prove la sospensione vada a finecorsa è molto negativo, perché si creano sollecitazioni elevate alla sospensione e ne viene limitata la durata.

Per lo Working Space, analizzando Figura 4.48 e Figura 4.49, si considerano accettabili smorzamenti adimensionali maggiori di 0,4.

In Figura 4.50 sono riportati i valori di smorzamento adimensionale che forniscono, nelle prove effettuate, il miglior comfort (il minimo). Il fatto che ciò avvenga per valori intermedi di smorzamenti conferma quanto visto dall'analisi delle funzioni di trasferimento delle accelerazioni, ovvero che esiste un valore intermedio di smorzamento ottimale. Si introducono in Figura 4.50 inoltre altri valori, che determinano uno scostamento predefinito dell'indice dal suo valore minimo.

Si noti come la variabilità sia maggiore al diminuire dello smorzamento. Si può definire un campo di smorzamenti adimensionali accettabili per il comfort che vanno da 0.6 a 1.5, accettando come limite uno scostamento massimo dal minimo inferiore al 10%.

In Figura 4.51 sono riportati i valori di smorzamento adimensionale che forniscono, nelle prove effettuate, il miglior indice di Road Holding. Si introducono inoltre altri valori che determinano uno scostamento predefinito dell'indice dal suo valore minimo.

Si nota come per il Road Holding siano preferibili bassi smorzamenti ed accettando uno scostamento massimo dal limite del 10% si può definire un campo di smorzamenti accettabili tra 0.15 e 0.7, considerando che per il posteriore il range di smorzamenti è più ampio.

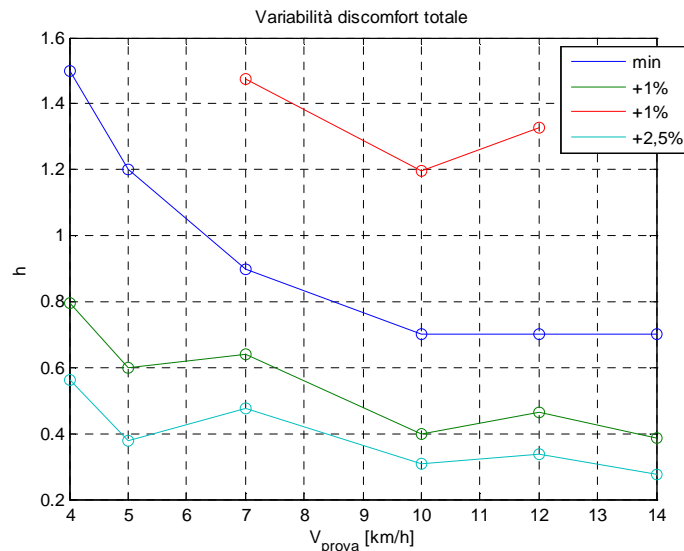


Figura 4.50 - Variabilità smorzamento attorno al valore ottimo, Discomfot.

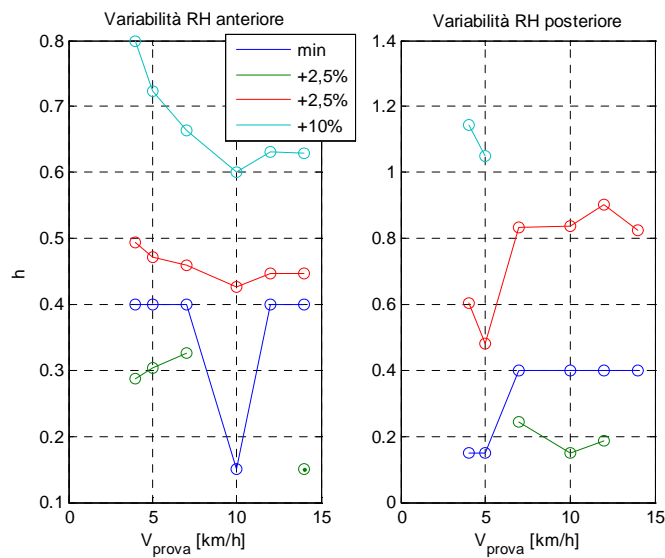


Figura 4.51- Variabilità smorzamento attorno al valore di ottimo, RH.

Visti gli andamenti di tutti gli indici, si può concludere che per la trattrice scarica un buon compromesso può essere considerare uno smorzamento adimensionale compreso tra 0,6 e 0,7.

La scelta effettuata è confermata dall'analisi dell'indice di prestazione medio delle varie prove al variare dello smorzamento, riportato in Figura 4.52. Lo smorzamento minimo ($h=0.15$) viene escluso dal campo dei possibili, in quanto con esso si supera il limite massimo di Working Space. Il minimo è compreso tra 0,4 e 0,7.

Coerentemente a quanto affermato in precedenza è dunque possibile impostare ad esempio a 0,65 un valore indicativo di smorzamento che possa determinare la prestazione media della trattrice scarica migliore.

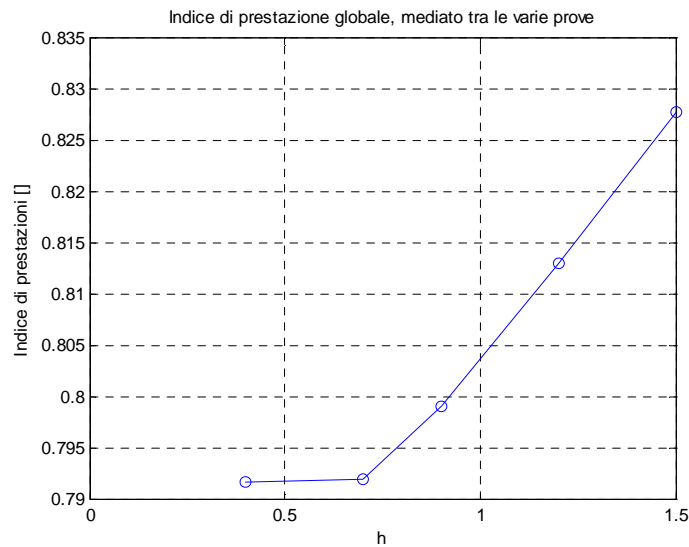


Figura 4.52- Indice di prestazione globale.

4.5.4- Prove di comfort trattrice sospesa scarica, passaggio su ostacolo

Valutate le prove di comfort su irregolarità si procede ora all'analisi delle prove di superamento ostacolo precedentemente impostate, da affrontare con lo smorzamento adimensionale variabile, cominciando da quella con ostacolo simmetrico.

Si riporta a titolo di esempio, in Figura 4.53 l'andamento temporale dell'accelerazione verticale, misurata al sedile del pilota, al variare dello smorzamento delle sospensioni (curva nera $h=0.15$, rossa $h=1.5$).

Il picco massimo si ha con un certo ritardo, in prossimità del passaggio dell'ostacolo al posteriore, dunque la variazione dello smorzamento all'anteriore non lo influenza. Ciò era prevedibile, in quanto si è visto anche dallo studio delle funzioni di trasferimento che quella delle accelerazioni rispetto agli ingressi posteriori non varia molto con lo smorzamento alle basse frequenze.

La risposta iniziale, quando l'ostacolo passa all'anteriore, migliora invece con bassi smorzamenti, che consentono alle sospensioni di essere più morbide.

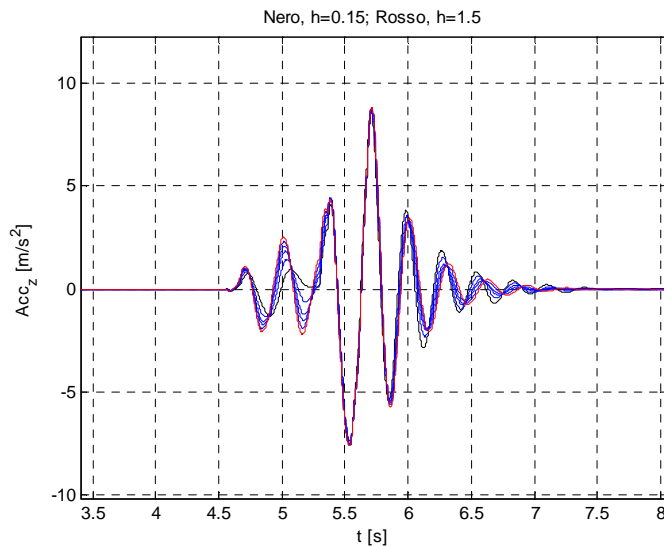


Figura 4.53- Accelerazione verticale nel tempo, ostacolo simmetrico.

In Figura 4.54 è riportata, per il passaggio su ostacolo simmetrico i valori massimi di accelerazione verticale, laterale, longitudinale e globale adimensionalizzati. Si nota come al variare dello smorzamento l'indice totale abbia un minimo, ciò in analogia con quanto visto per le prove su irregolarità. La variabilità riscontrata risulta però limitata, infatti l'indice totale rimane sempre attorno a 0,9 e ciò era stato notato anche dall'analisi della storia temporale delle accelerazioni verticale, che sono le maggiori.

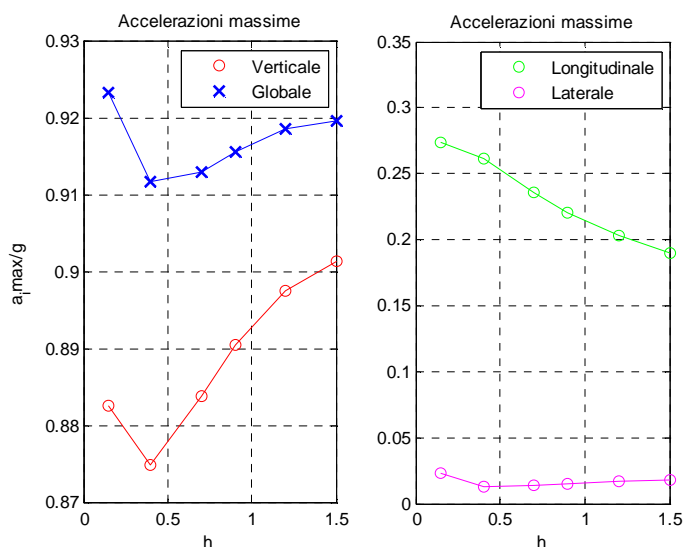


Figura 4.54- Indice accelerazione massime, passaggio su ostacolo simmetrico.

In Figura 4.55 sono riportati gli andamenti dell'indice di forza verticale minima al variare degli smorzamenti adimensionali impostati.

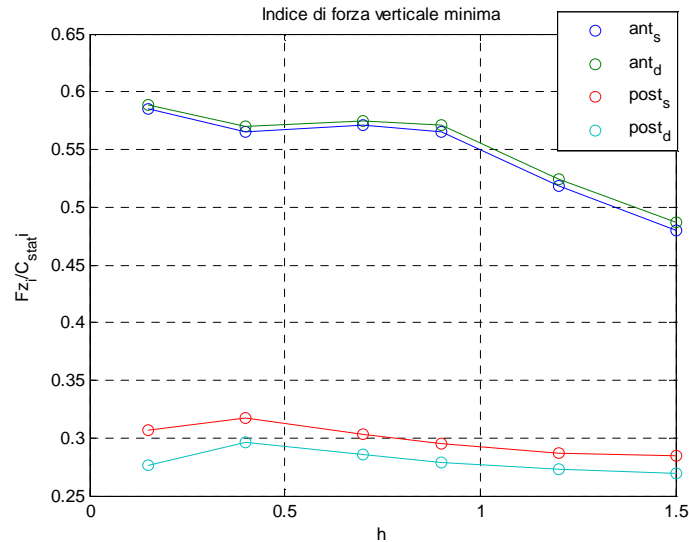


Figura 4.55- Indice di forza verticale minima, ostacolo simmetrico.

Più critico è il posteriore non sospeso, dove l'indice assume valori minori. Al variare dello smorzamento l'indice posteriore è poco influenzato, mentre all'anteriore, per alti smorzamenti, l'indice tende a decrescere; una sospensione troppo bloccata facilita il verificarsi del distacco all'anteriore. In generale per avere l'indice massimo è quindi opportuno impostare bassi smorzamenti, come visto anche dall'analisi della funzione di trasferimento del Road Holding.

L'indice di scuotimento delle sospensioni è riportato in Figura 4.56.

All'aumentare dello smorzamento esso diminuisce, positivamente se si pensa al pericolo di arrivare a finecorsa, negativamente se si considera che per valori molto elevati le sospensioni lavorano pochissimo.

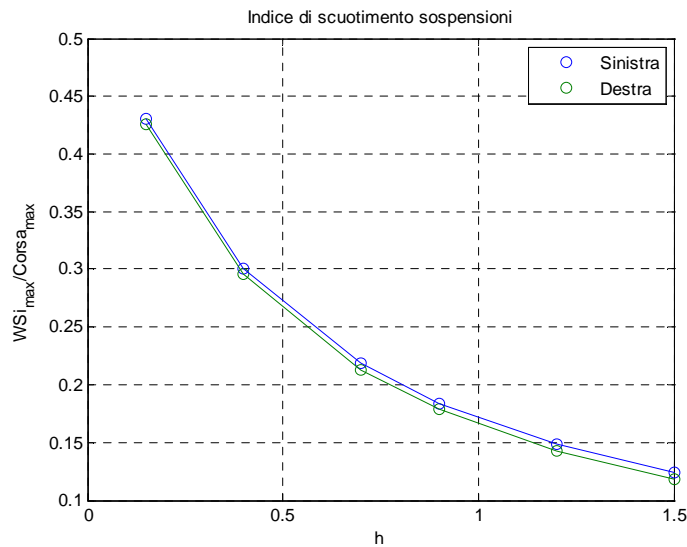


Figura 4.56- Indice di scuotimento sospensioni, ostacolo simmetrico.

Si valuti invece di seguito i risultati ottenuti per il superamento di ostacolo asimmetrico, a partire dagli andamenti delle accelerazioni verticali e laterali nel tempo, riportati al variare dello smorzamento adimensionale, impostato da 0.15 (nero) a 1.5 (rosso), in Figura 4.57.

Si noti come all'aumentare dello smorzamento l'accelerazione laterale peggiori quando l'ostacolo è all'anteriore (il picco iniziale aumenta) poiché le sospensioni sono più rigide e trasmettono maggiormente il moto imposto alla cassa, mentre migliora quando l'ostacolo passa al posteriore, poiché l'anteriore smorza maggiormente i moti di rollio della cassa.

Globalmente l'effetto di aumento è però positivo, in quanto è il passaggio dell'ostacolo al posteriore che comporta i picchi di accelerazioni maggiori. Inoltre le oscillazioni si smorzano più velocemente con smorzamenti più elevati. L'accelerazione verticale, come visto per l'ostacolo simmetrico, non subisce al variare dello smorzamento significativi abbattimenti dei picchi massimi.

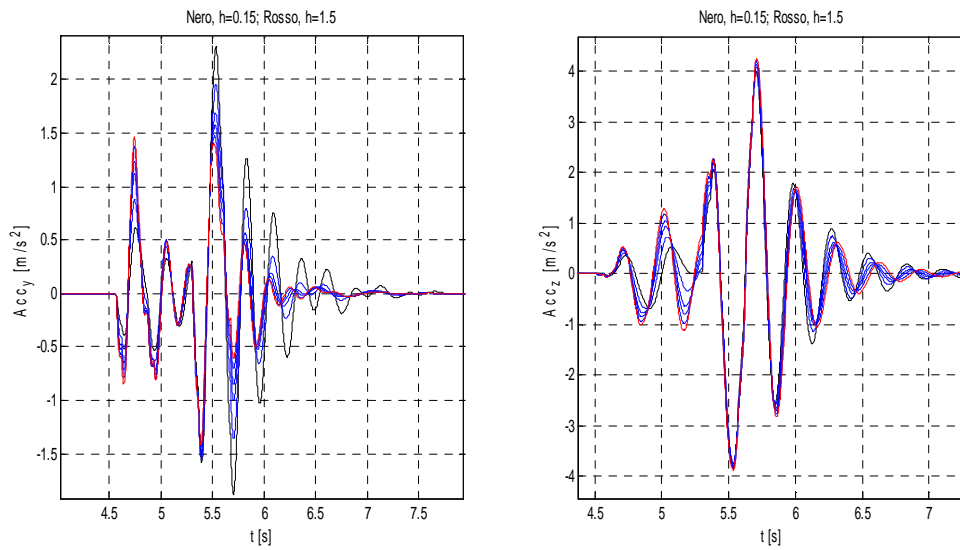


Figura 4.57- Accelerazione laterale (sinistra) e verticale (destra) nel tempo, ostacolo asimmetrico.

In Figura 4.58 è riportato l'andamento dell'accelerazione massima adimensionalizzata con lo smorzamento.

Come riscontrato dalle storie temporali lungo z le variazioni sono relativamente poche, mentre importante è la diminuzione dei picchi nelle altre due direzioni.

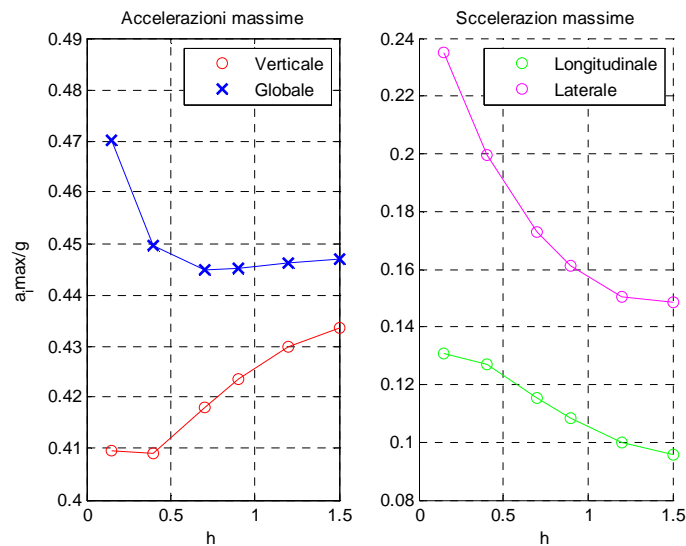


Figura 4.58- Indice di accelerazione massima, ostacolo asimmetrico.

In Figura 4.59 sono riportati i risultati relativi alle forze verticali di contatto con il terreno.

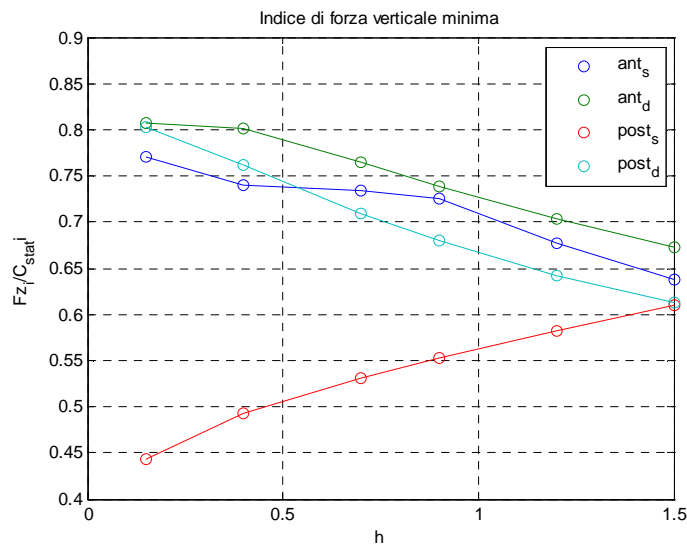


Figura 4.59- Indice di forza verticale, passaggio su ostacolo asimmetrico.

Per le ruote anteriori e posteriore destra l'aumento di smorzamento delle sospensioni peggiora l'indice, diminuendolo. Ciò è legato all'anteriore alle sospensioni che divengono sempre più bloccate. Al posteriore invece, diminuendo il rollio di cassa, penalizza la ruota che non vede l'ostacolo, poiché subirà un maggior trasferimento di carico. Viceversa ciò sarà positivo per la posteriore che passa sopra l'ostacolo, la sinistra, che vede l'indice crescere.

In Figura 4.60 sono riportati i risultati relativi alle forze laterali di contatto.

Al variare dello smorzamento le forze al posteriore non subiscono particolare variazioni, mentre all'anteriore il loro indice scende significativamente, indicando che all'aumentare dello smorzamento è meno sollecitata la dinamica laterale del veicolo, cosa per altro già riscontrata dall'analisi delle accelerazioni.

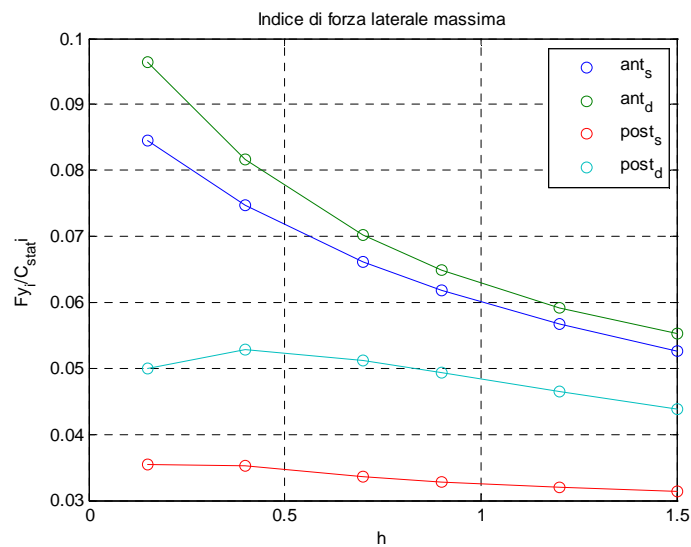


Figura 4.60- Indice di forza laterale, passaggio su ostacolo asimmetrico.

In Figura 4.61 è riportato l'andamento dell'indice di scuotimento massimo delle sospensioni al variare dello smorzamento e si nota come esso scenda sempre al suo aumentare, poiché le sospensioni sono più bloccate.

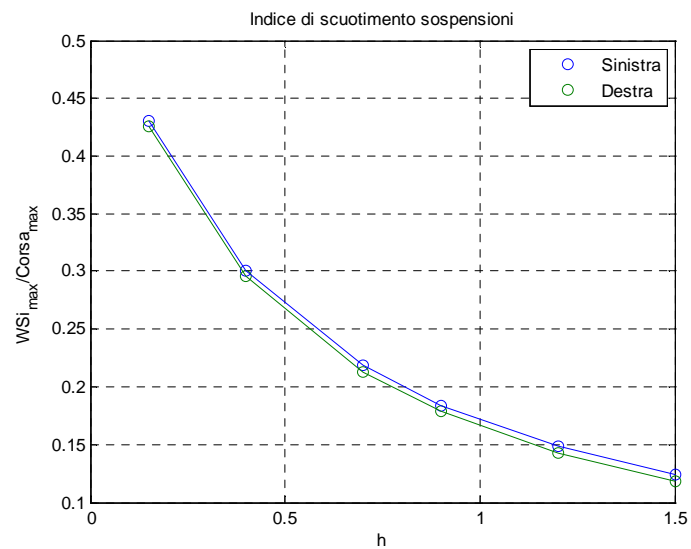


Figura 4.61- Indice di scuotimento sospensioni, ostacolo asimmetrico.

4.5.5- Analisi comfort al variare della configurazione della trattrice

Come fatto per la trattrice tradizionale è importante indagare gli effetti sul comfort di una variazione di configurazione dei carichi, valutandoli con le prove a 5km/h sul profilo “Rough” ed a 12km/h su quello “Smooth”. Si avrà dunque come parametro variabile, oltre allo smorzamento, anche il carico gravante all’anteriore del veicolo. Esso varia a seconda della configurazione di carico con cui l’operatore utilizza la trattrice e come conseguenza varieranno le caratteristiche delle sospensioni, in particolar modo la loro rigidità, come visto nel capitolo 2.

Lo smorzamento fisico è invece funzione della geometria delle sospensioni e non varia con il carico, mentre al contrario varierà l’indice di smorzamento adimensionale, per effetto della variazione della rigidità e della massa. Per mantenere quest’ultimo costante bisognerebbe agire sulle strozzature variabili, modificandone la geometria e quindi lo smorzamento fisico del circuito.

Gli effetti descritti sono rappresentati in Figura 4.62, dalla quale si vede come varia lo smorzamento adimensionale al variare del carico all’anteriore a smorzamento fisico costante, mentre in Figura 4.63 è riportata la variazione di smorzamento fisico con il carico all’anteriore, necessario per mantenere un valore di smorzamento adimensionale costante.

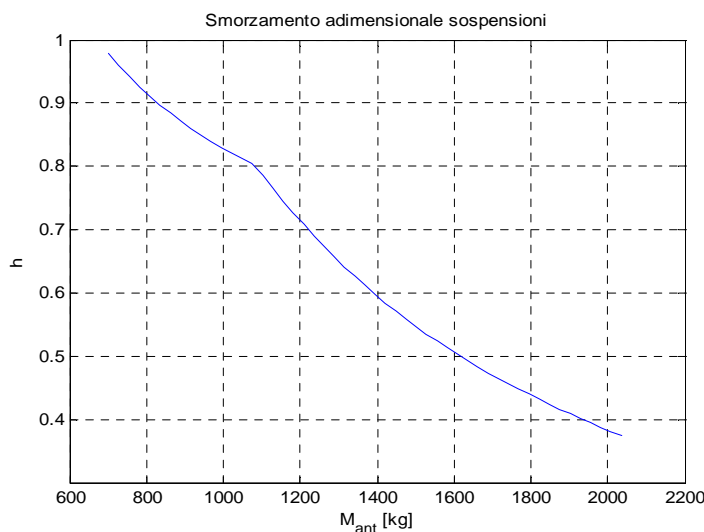


Figura 4.62- Variazione dello smorzamento adimensionale con il carico, a smorzamento fisico fissato.

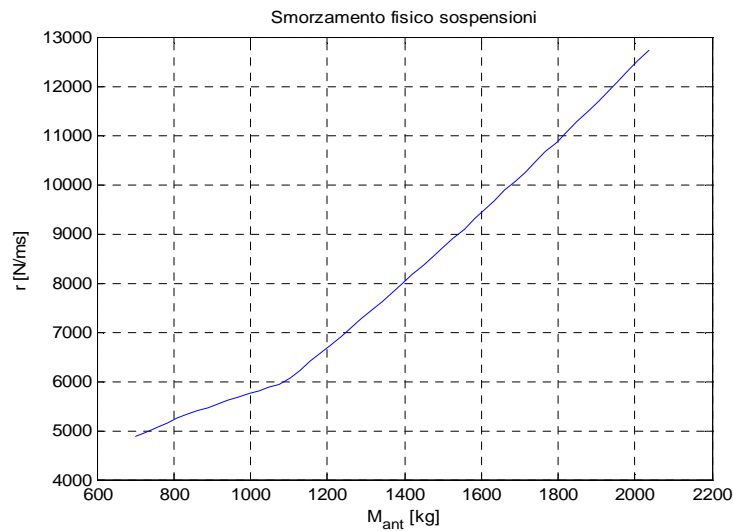


Figura 4.63- Variazione dello smorzamento fisico con il carico, a smorzamento adimensionale fissato.

Si vuole valutare quindi al variare delle configurazione cosa possa essere più conveniente, mantenere lo smorzamento fisico pari a quello impostato a trattrice scarica o farlo variare, mantenendo invece costante quello adimensionale.

Lo studio sarà dunque rivolto alla valutazione degli effetti di entrambi i parametri sulle prestazioni del veicolo.

Si analizzino ora i risultati della prova con irregolarità "Rough".

In Figura 4.64 e Figura 4.66 sono riportati gli andamenti del discomfort laterale e verticale con il carico all'anteriore e con lo smorzamento impostato.

Nel discomfort laterale lo smorzamento incide considerevolmente, mentre la variazione di carico all'anteriore presenta meno effetti; ciò è confermato dalle funzioni di trasferimento dell'accelerazione laterale al pilota, pesate con le funzioni prese dalla norma UNI2631, e riportata in Figura 4.65, dove è fissato lo smorzamento adimensionale ad un valore intermedio di 0,65 e dalle quali si nota la poca variabilità al variare del carico.

Si ricorda che il modello lineare è idoneo a valutare le modifiche delle proprietà del veicolo con la configurazione, in quanto le rigidità introdotte tengono conto anche dell'effetto che ha il carico verticale gravante su di esse (si veda capitolo 2).

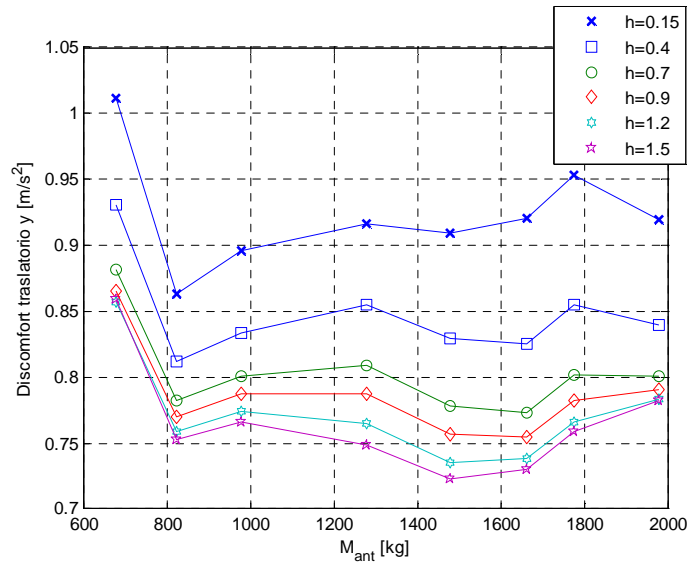


Figura 4.64- Discomfort laterale al variare di carico anteriore e smorzamenti.

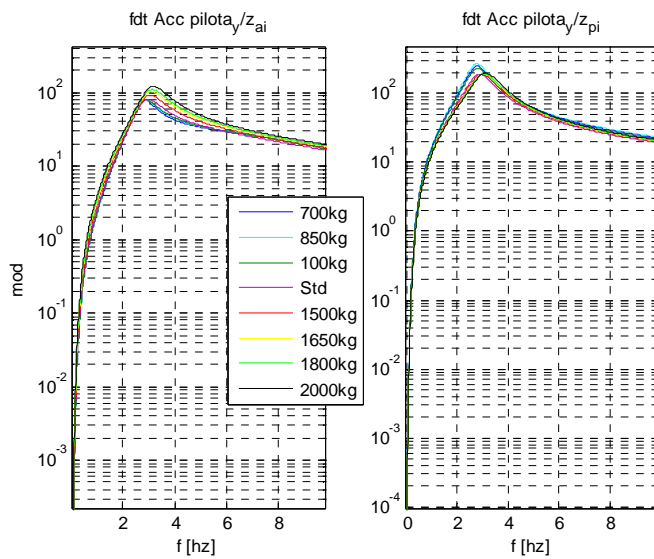


Figura 4.65- Fdt pesate accelerazione laterale, $h=0.65$, al variare delle configurazioni.

Il verticale (Figura 4.66) è invece molto influenzato dal carico anteriore e meno dallo smorzamento. Ciò si ha perché ad una variazione di carico sono associati mutamenti nella trattrice che incidono principalmente sui moti verticali e di beccheggio, come una variazione di posizione del baricentro, soprattutto longitudinale.

Da Figura 4.67, dove è riportata la funzione di trasferimento pesata dell'accelerazione verticale al pilota, si nota effettivamente come la variabilità sia elevata, sia rispetto agli ingressi anteriori (sinistra) e sia ai posteriori (destra). Si noti che alle basse frequenze, le fdt rispetto agli ingressi anteriori e posteriori hanno andamento opposto. All'aumentare del carico all'anteriore si ha una variazione positiva della fdt degli ingressi posteriori, mentre è in generale negativa per gli anteriori. Ciò è legato all'avanzamento di baricentro che si ha con un carico anteriore maggiore, accompagnato ad un aumento di rigidità delle sospensioni.

Il netto miglioramento del discomfort a carico di 850kg è da ricondursi al miglioramento delle fdt alla frequenza di 4Hz (critica per il comfort verticale ed il cui contributo è amplificato dalla funzione peso W_k), che si ha con questa configurazione, all'anteriore (passando dalla curva celeste alla blu). Si nota infatti come dalla configurazione successiva (curva verde scuro), in cui la fdt torna ad alzarsi a questa frequenza, anche l'indice torna a salire.

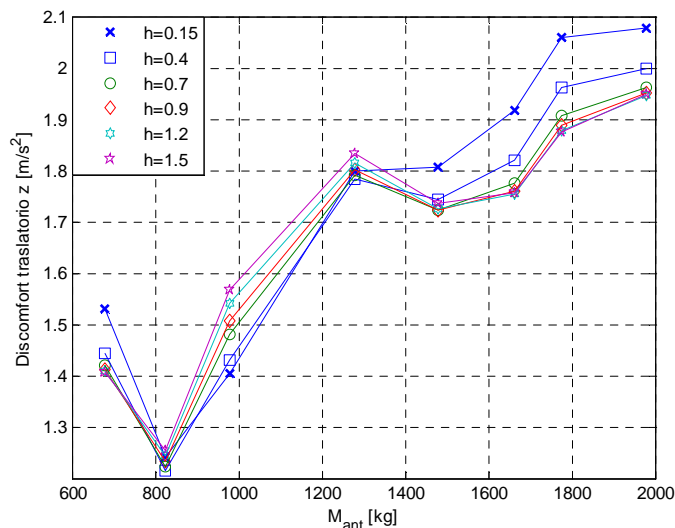


Figura 4.66- Discomfort verticale al variare di carico anteriore e smorzamenti.

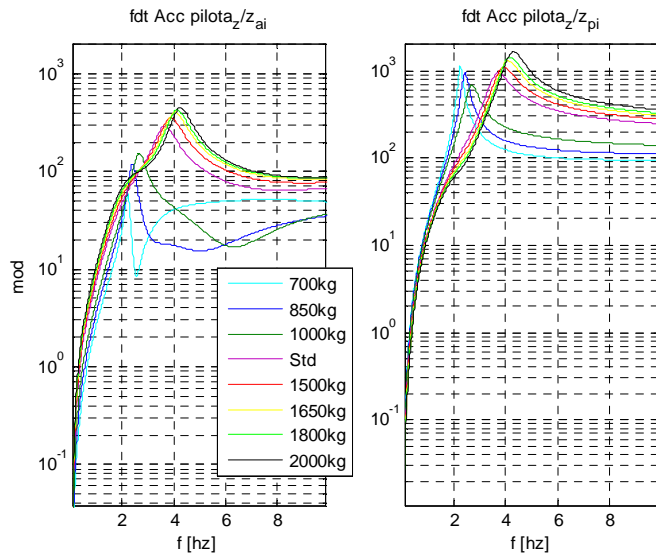


Figura 4.67- Fdt pesate accelerazione verticale, $h=0.65$, al variare delle configurazioni.

In Figura 4.68 è riportato il discomfort traslatorio globale che segue l'andamento del verticale, essendone il contributo più importante. Si noti come è grande la variabilità dell'indice con il carico rispetto a quella con lo smorzamento. In particolare un anteriore più carico, con sospensioni più rigide ed un baricentro molto avanzato, gioca a sfavore del comfort di un operatore che è posizionato sul retro del veicolo.

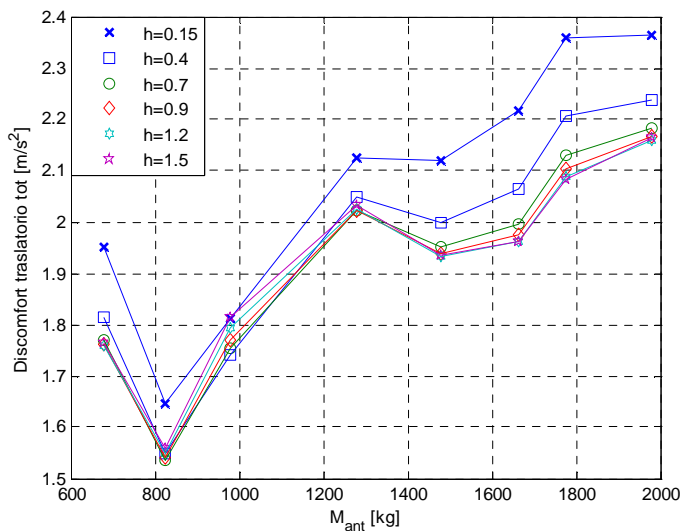


Figura 4.68- Discomfort traslatorio globale al variare di carico anteriore e smorzamento.

In Figura 4.69 è riportato l'andamento del discomfort angolare, che è molto simile a quello laterale visto precedentemente, in quanto un grande contributo è fornito dal rollio. In questo caso la variabilità dell'indice con lo smorzamento è importante ed in particolare impostandone valori piuttosto elevati si ottengono i risultati migliori.

In Figura 4.70 è riportato l'indice di discomfort globale, che analogamente al traslatorio è molto più influenzato dal carico all'anteriore che dallo smorzamento, una volta impostatone un valore non troppo basso.

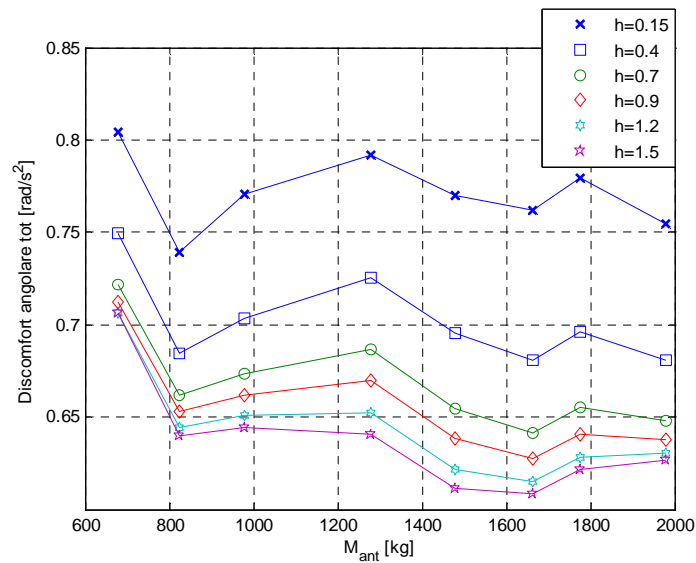


Figura 4.69- Discomfort angolare globale al variare di carico anteriore e smorzamento.

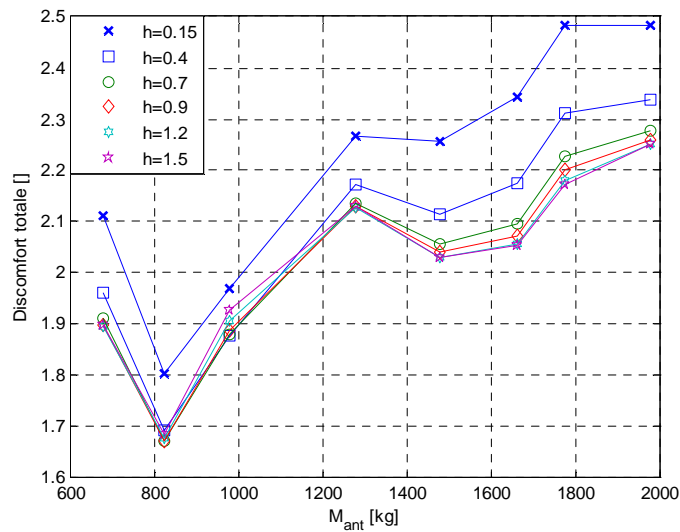


Figura 4.70- Discomfort totale al variare di carico anteriore e smorzamento.

In Figura 4.71 è riportato l'andamento dell'indice di Road Holding medio. Esso è molto regolare al variare del carico all'anteriore, lo smorzamento incide significativamente e se ne devono privilegiare bassi valori. I massimi dell'indice si raggiungono ad anteriore scarico. In queste condizioni soprattutto l'anteriore è critico per l'aderenza, avendo un basso carico statico gravante. I valori massimi raggiunti indicano sicuri problemi di aderenza, soprattutto ad alti smorzamenti, per i quali ci si avvicina ad un valore di 0,4 dell'indice.

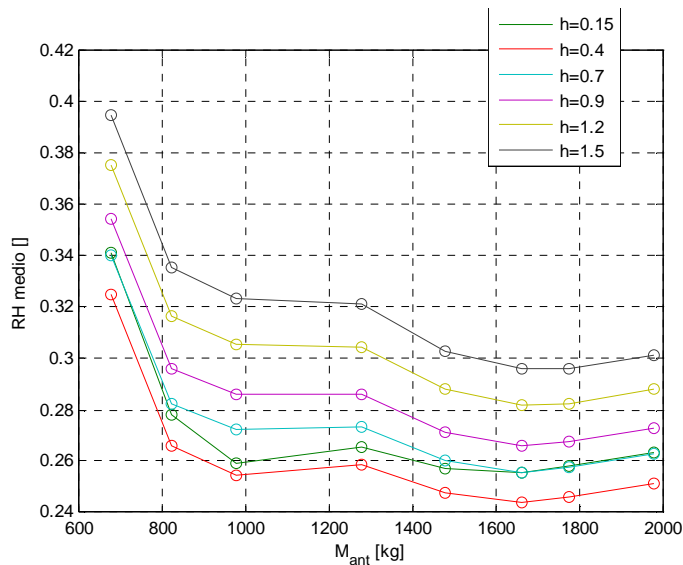


Figura 4.71- RH al variare di carico anteriore e smorzamento.

In Figura 4.72 e Figura 4.73 è riportato l'indice di Working Space e di scuotimento massimo rispettivamente. Il primo diminuisce all'aumentare dello smorzamento e del carico anteriore. Rispetto a quest'ultima correlazione, essa è dovuta all'aumento di rigidità all'aumentare del carico, che rende le sospensioni più rigide. Figura 4.73 mette in luce la criticità dell'impostazione di bassi smorzamenti all'anteriore, in quanto in più configurazioni indica l'avvenuto finecorsa durante la prova. Inoltre l'aumento di carico all'anteriore, se da un lato aumentando la rigidità agisce positivamente, diminuendo mediamente gli scuotimenti, altrettanto non si può dire nel caso in cui si incontri localmente un ostacolo importante, in quanto l'elevata massa gravante sulle sospensioni le fa comunque comprimere in maniera elevata, soprattutto a basso smorzamento.

Questo lo si vede poiché nelle prove ad $h=0.15$, anche ad elevati carichi la sospensione destra arriva a finecorsa. Ciò è dovuto alla presenza, nel finale dell'irregolarità, di un dosso molto pronunciato, che comporta in questi casi l'arrivo a fine corsa della sospensione.

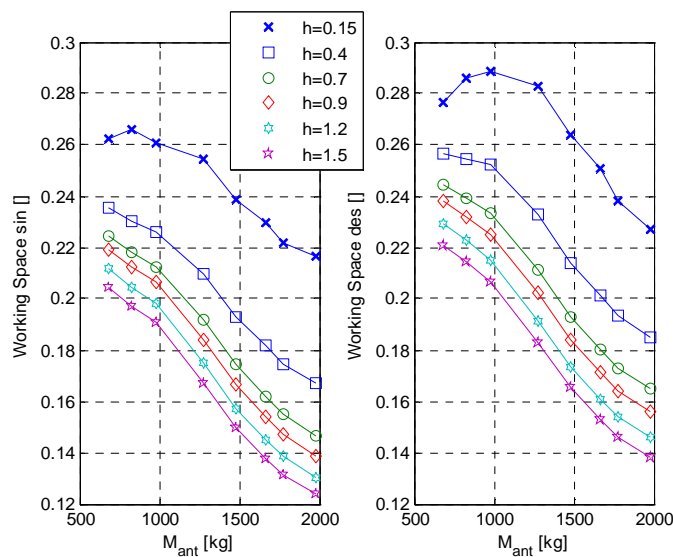


Figura 4.72- WS al variare del carico e dello smorzamento.

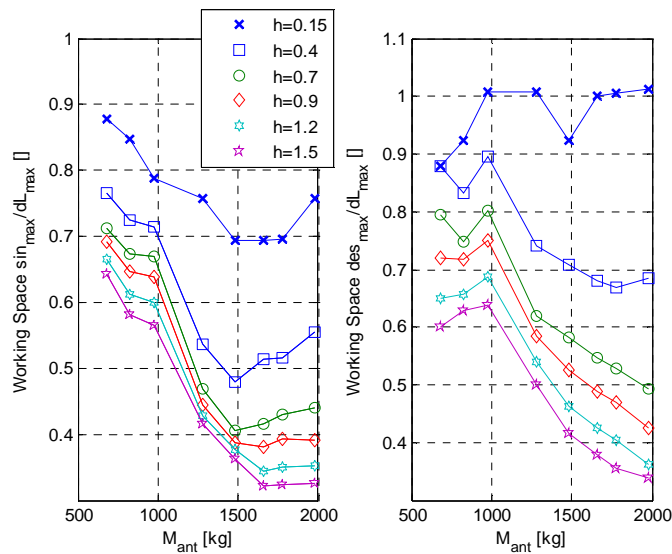


Figura 4.73- Scuotimento massimo al variare della configurazione.

Per concludere, l'indice di prestazioni globale è riportato in Figura 4.74 e Figura 4.75. Si noti come per alcune configurazioni siano eliminate delle soluzioni a basso smorzamento, quelle in cui è stato superato il valore massimo di Working Space.

L'indice presenta una grande variabilità con la configurazione della trattrice, che rispecchia il comportamento del discomfort, che ha maggior peso. L'effetto dello smorzamento è invece limitato, anche se per ogni configurazione permette al suo variare di ottenere un minimo.

Da Figura 4.75 si può notare un certo vantaggio nel mantenere l'indice di smorzamento adimensionale costante, in quanto così facendo in generale, le prestazioni sono migliori (rispetto a mantenere costante quello fisico).

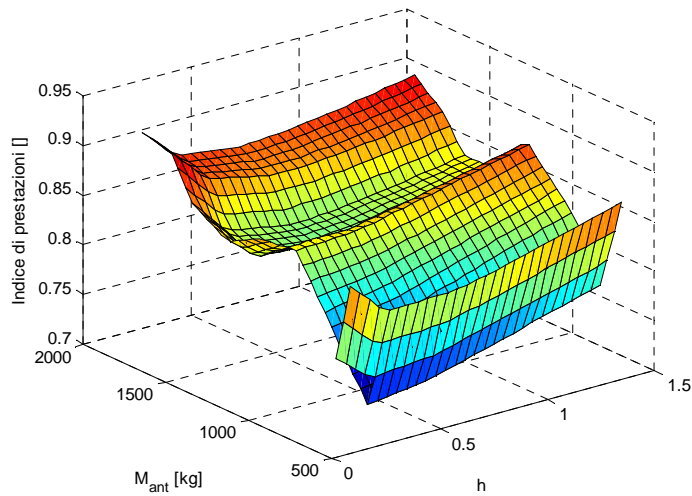


Figura 4.74- Indice di prestazioni globale, fondo Rough.

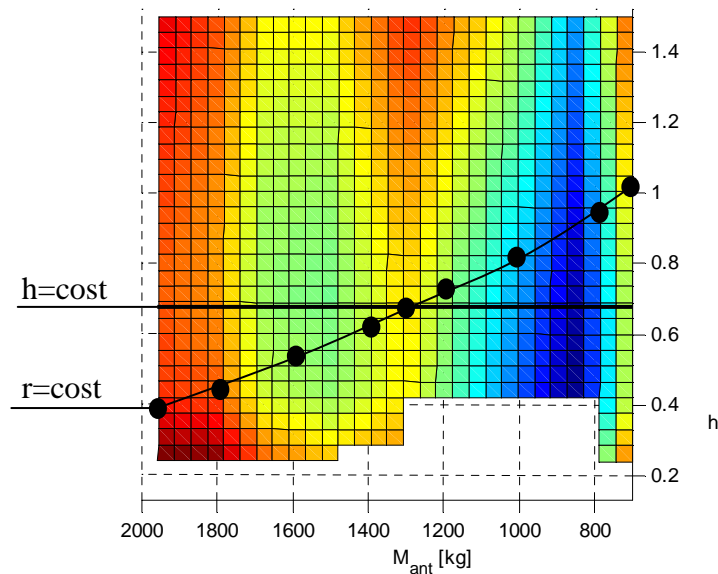


Figura 4.75- Indice globale, confronto logiche sullo smorzamento.

Analizzate le prestazioni della trattrice al variare del carico sull'irregolarità Rough è opportuno analizzare quelle legate al passaggio sull'irregolarità Smooth a 12km/h.

Il discomfort ha andamento analogo a quello visto per il profilo Rough, come visibile da Figura 4.76, Figura 4.77 e Figura 4.78. Il traslatorio è poco variabile con lo smorzamento e molto con la configurazione della trattrice, in particolare esso peggiora per alti carichi all'anteriore.

L'angolare invece presenta maggiore variabilità con lo smorzamento, che agisce considerevolmente sulle accelerazioni di rollio della cassa, mentre varia sempre poco con la configurazione.

Il discomfort globale ha andamento con il carico simile al traslatorio, assumendo esso i valori maggiori, mentre varia leggermente con lo smorzamento grazie al contributo del discomfort angolare.

Si noti infine come per anteriore con il massimo carico, l'indice di discomfort superi il valore di riferimento di 2,5.

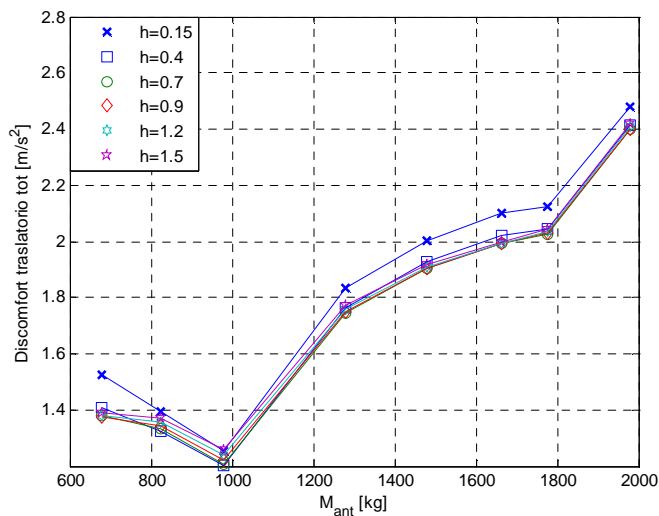


Figura 4.76- Discomfort traslatorio al variare della configurazione.

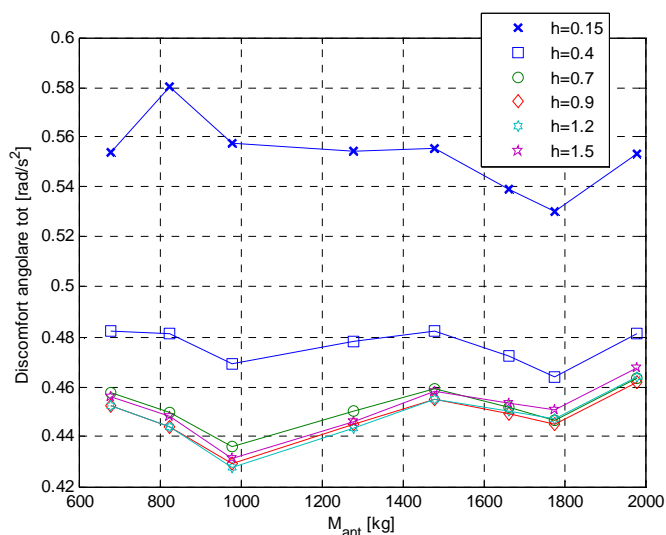


Figura 4.77- Discomfort angolare al variare della configurazione.

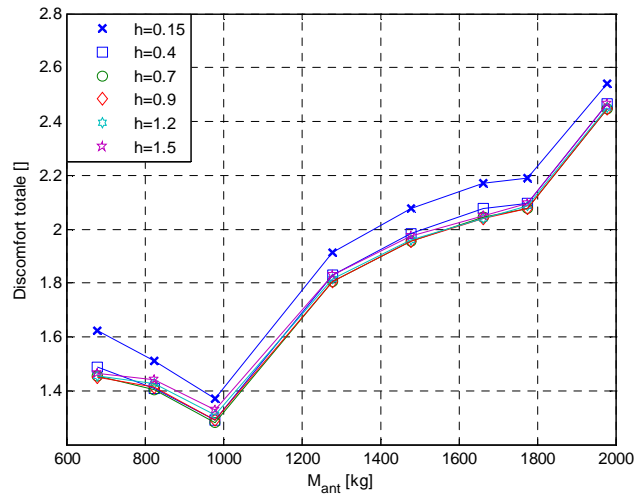


Figura 4.78- Discomfort globale al variare della configurazione.

Il Road Holding, rappresentato in Figura 4.79, come con il profilo Rough migliora all'aumentare del carico all'anteriore. In questo caso non vengono mai superati i valori di riferimento massimi.

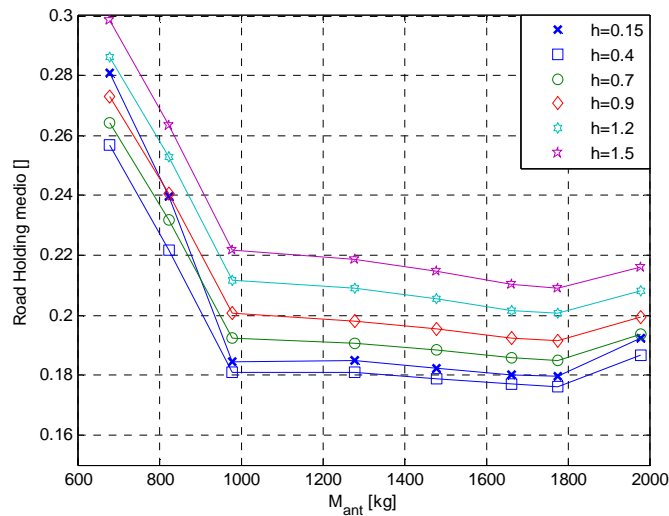


Figura 4.79- Road Holding medio al variare della configurazione.

In Figura 4.80 e Figura 4.81 sono riportati gli andamenti dello Working Space e dello scuotimento massimo. Essi diminuiscono con maggiore smorzamento e carico anteriore, in quanto aumenta la rigidità delle sospensioni. I valori degli indici si mantengono sempre entro valori lontani dalla criticità.

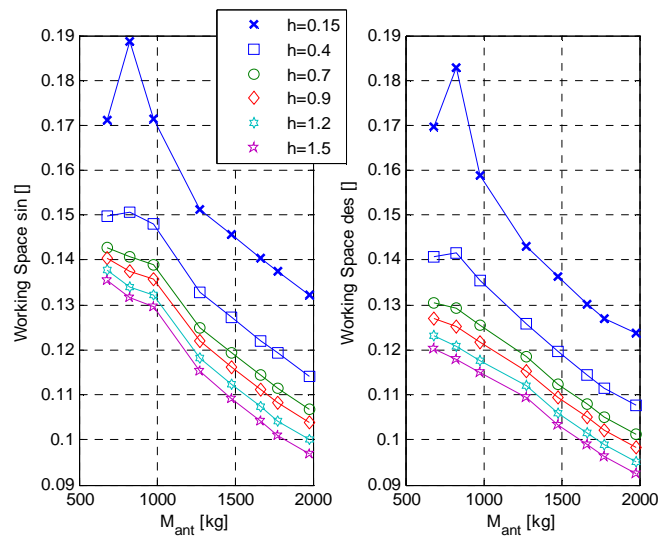


Figura 4.80- Working Space al variare della configurazione.

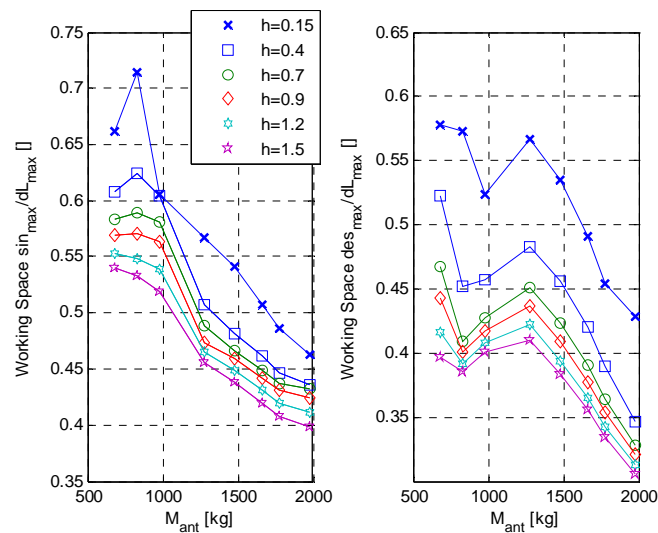


Figura 4.81- Working Space massimo al variare della configurazione.

In conclusione in Figura 4.82 è riportato l'indice di prestazione globale, che indica come la trattrice sospesa riesca a garantire le prestazioni minime richieste, in quanto non diviene mai superiore all'unità.

La variabilità dell'indice è molto maggiore con il carico che con lo smorzamento ed esso assume i valori maggiori per elevati carichi anteriori, in quanto il discomfort pesa maggiormente rispetto al Road Holding.

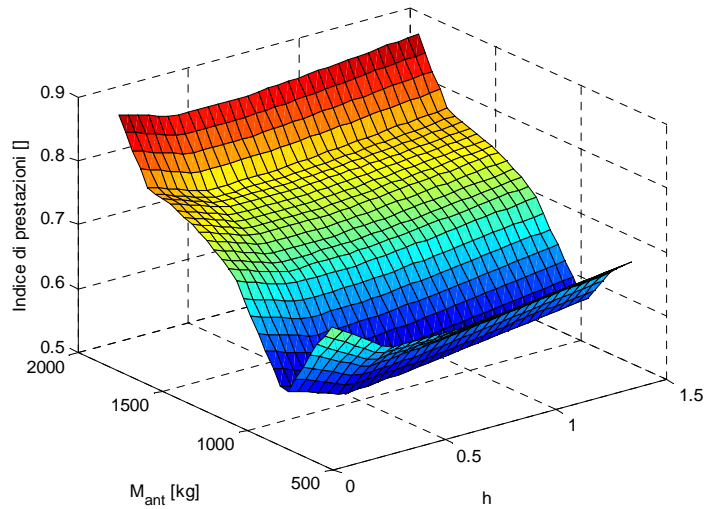


Figura 4.82- Indice di prestazioni globale, fondo Smooth.

Da Figura 4.83 infine si possono confrontare le due logiche di gestione dello smorzamento al variare del carico; per il profilo Smooth l'indice globale non evidenzia però particolari vantaggi dell'una piuttosto che l'altra.

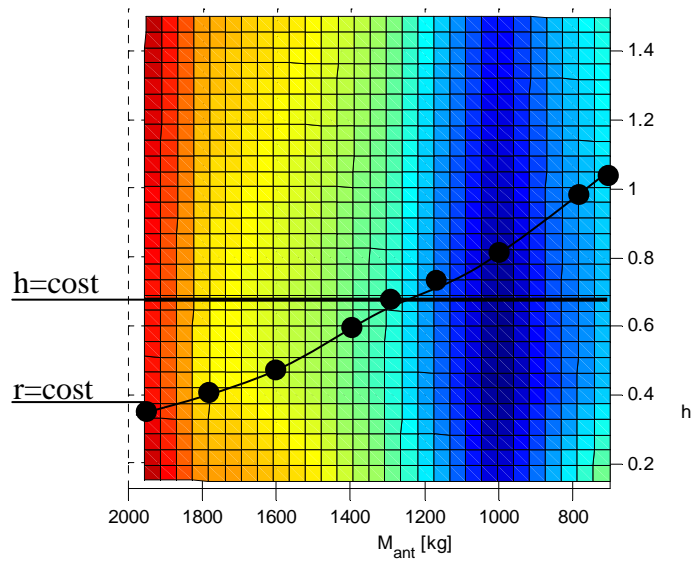


Figura 4.83- Indice globale, vista dall'alto.

4.6 - Confronto trattrice tradizionale e trattrice sospesa

Analizzate le singole trattrici singolarmente è opportuno effettuare dei confronti, in modo da poter valutare i vantaggi o gli svantaggi della sospensione dell'anteriore in termini di comfort ed aderenza.

Verranno considerate le prove di superamento ostacolo e quelle di passaggio su irregolarità. Per le prime è considerata una trattrice sospesa a smorzamento adimensionale fissato a 0.65, che permette di ottenere prestazioni medie ottimali dalla trattrice.

4.6.1- Confronto passaggio su ostacolo concentrato

Il confronto sarà effettuato tra la trattrice tradizionale e la sospesa, con smorzamento adimensionale impostato a 0,65.

In Figura 4.84 sono riportati, per le due trattrici, gli indici di accelerazioni massime della prova di passaggio su ostacolo simmetrico. Si noti come l'accelerazione longitudinale massima misurata sia simile tra le due trattrici, mentre la verticale è maggiore per la sospesa, così come la totale, che è influenzata dall'alto valore della verticale.

Per capire il perché di ciò è utile valutare le storie temporali delle accelerazioni verticali, visibili in Figura 4.85. Si nota come la trattrice sospesa abbia oscillazioni più contenute inizialmente, ma quando il posteriore passa sull'ostacolo la risposta è peggiore di quella della tradizionale. Dunque il risultato è da ricondursi alla risposta della trattrice rispetto al posteriore, dove non sono presenti le sospensioni.

Si noti inoltre come l'introduzione delle sospensioni, con il loro smorzamento, consentano di smorzare le oscillazioni molto più velocemente rispetto alla tradizionale.

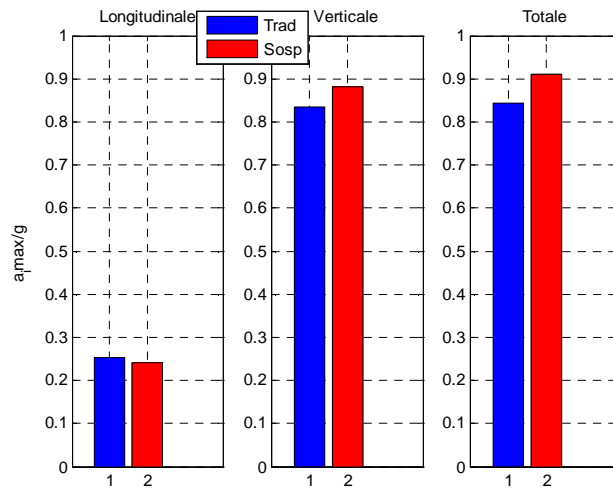


Figura 4.84- Accelerazioni massime, passaggio su ostacolo simmetrico.

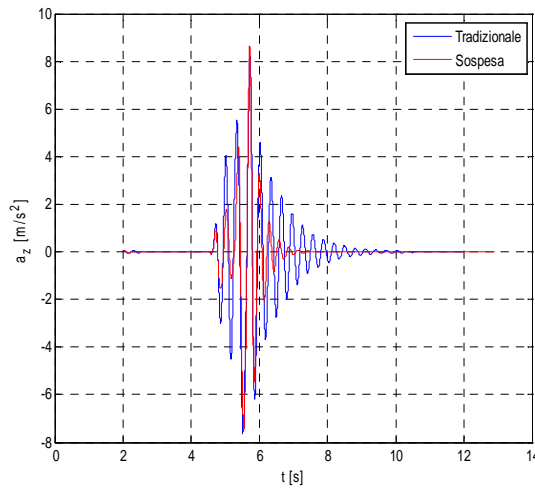


Figura 4.85- Accelerazioni verticali nel tempo, ostacolo simmetrico.

Interessante a questo punto è l'analisi delle funzioni di trasferimento dell'accelerazione verticale della trattrice sospesa, riportate in Figura 4.86. Si noti come sia presente il picco di risonanza a frequenza poco inferiore ai 4Hz, che come si era visto è relativa al terzo modo di vibrare, relativo ai moti verticali e di beccheggio della cassa. Data la fdt dell'accelerazione, l'analisi dei contributi in frequenza che l'attraversamento dell'ostacolo da in ingresso al veicolo, può fornire la spiegazione al cattivo comportamento della trattrice. Essi sono riportati in Figura 4.87, dove l'ostacolo è stato superato a due velocità, la prima corrispondente a quella della prova e la seconda leggermente minore.

Si noti come alla velocità di 10.8km/h il contributo fondamentale sia molto vicino alla frequenza del picco della fdt e quindi i moti di cassa saranno molto eccitati; è per questo che il comportamento è negativo. Alla velocità di 9km/h il picco si sposta a frequenze minori ed è in questo caso interessante valutare il miglioramento della risposta del veicolo a questa velocità.

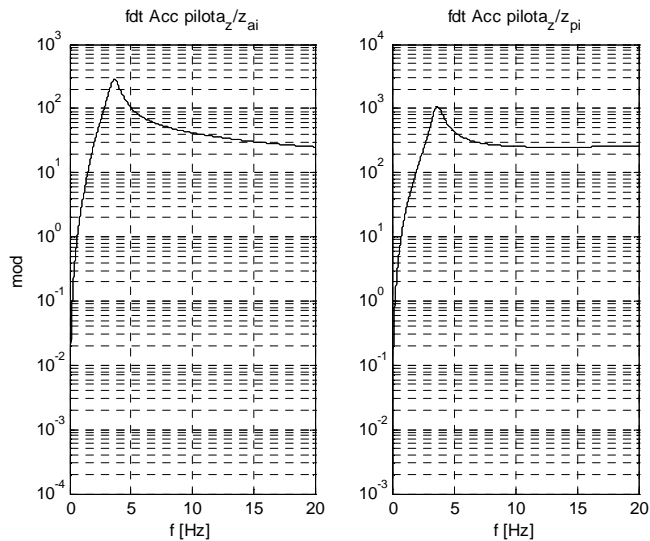


Figura 4.86- Fdt accelerazione verticale, trattrice sospesa.

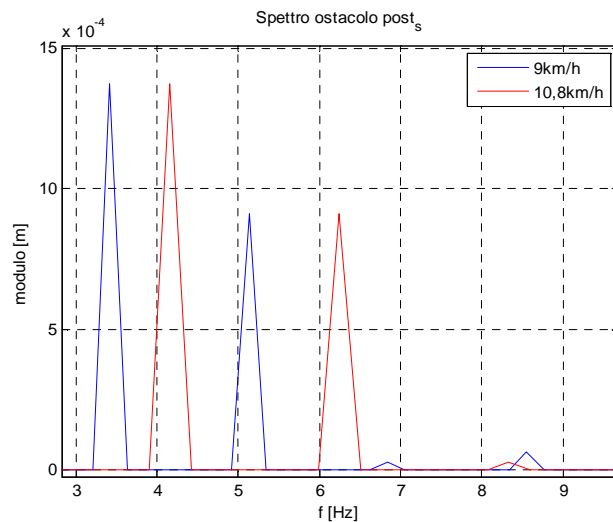


Figura 4.87- Contenuto in frequenza dello spostamento del centro mozzo della ruota che passa sull'ostacolo al variare della velocità di avanzamento del veicolo (pneumatico posteriore).

In Figura 4.88 è riportato il confronto delle accelerazioni massime tra trattoria tradizionale e sospesa, nell'attraversamento di ostacolo simmetrico a 9km/h. Come previsto la risposta della trattoria sospesa è scesa, divenendo migliore di quella della tradizionale.

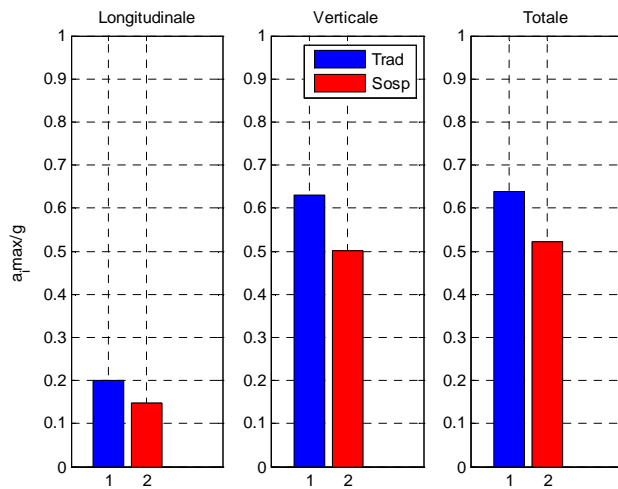


Figura 4.88- Accelerazioni massime, superamento ostacolo simmetrico a 9km/h.

In Figura 4.89 infine sono riportate le forze verticali minime misurate durante la prova a 10,8km/h. La sospesa si comporta nettamente meglio della tradizionale, mantenendosi sempre più lontana dalla condizione di distacco, soprattutto all'anteriore dove sono presenti le sospensioni e che è la parte più critica.

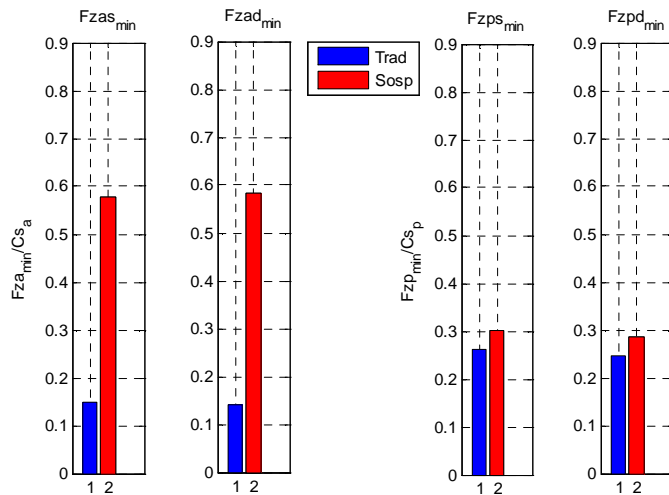


Figura 4.89- Forze verticali minime al contatto, ostacolo simmetrico.

Si passi ora alla valutazione dei risultati relativi al superamento di ostacolo asimmetrico. Per le accelerazioni massime, riportate in Figura 4.90, si nota mediamente un miglior comportamento della trattrice sospesa.

Nel particolare esso è presente in direzione laterale, dove lo smorzamento delle sospensioni agisce positivamente ed in modo maggiore. Verticalmente si ha sempre un valore di picco maggiore per la trattrice sospesa, dovuto come in precedenza alla particolare velocità di percorrenza dell'ostacolo.

Complessivamente, essendo molto marcato il miglioramento in laterale, la trattrice sospesa presenta un picco di accelerazione globale inferiore rispetto alla tradizionale.

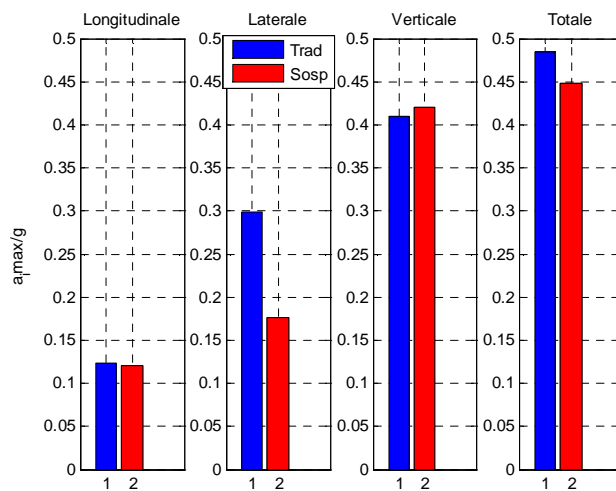


Figura 4.90- Accelerazioni massime, passaggio su ostacolo asimmetrico.

Dall'indice di forza verticale minima, riportato in Figura 4.91, si nota come all'anteriore la trattrice sospesa, grazie alla presenza delle sospensioni, riesca a garantire maggiori forze verticali. Contrariamente a quanto visto per l'ostacolo simmetrico, in questo caso le variazioni di prestazioni sono nette anche al posteriore, andando l'ostacolo asimmetrico ad eccitare il rollio.

In particolare migliora considerevolmente l'indice relativo alla ruota posteriore sinistra, che passa direttamente sull'ostacolo, mentre peggiora leggermente quello della ruota destra. Complessivamente ciò ha un effetto positivo perché si va ad aumentare l'indice laddove assume valori più critici.

In Figura 4.92 è infine riportato l'indice relativo alle forze di contatto laterali massime avute durante la prova, che indica il livello di deviazione laterale accusato dalla trattrice per il passaggio su ostacolo non simmetrico.

La presenza delle sospensioni abbassa l'indice, migliorandolo soprattutto all'anteriore. Rendere le ruote indipendenti ha un vantaggio in ciò.

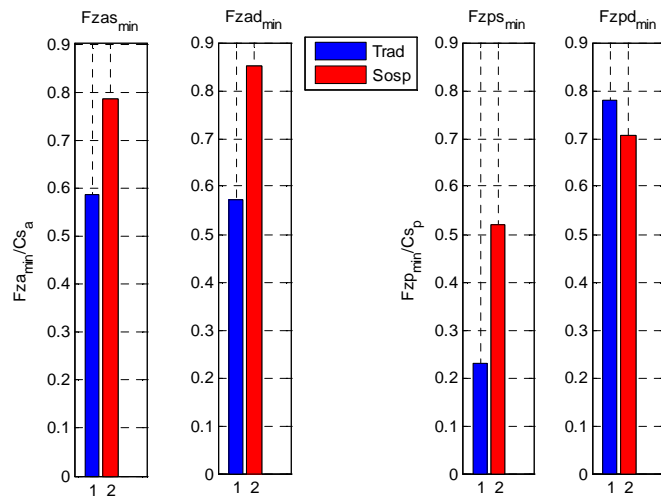


Figura 4.91- Forze verticali minime, ostacolo asimmetrico.

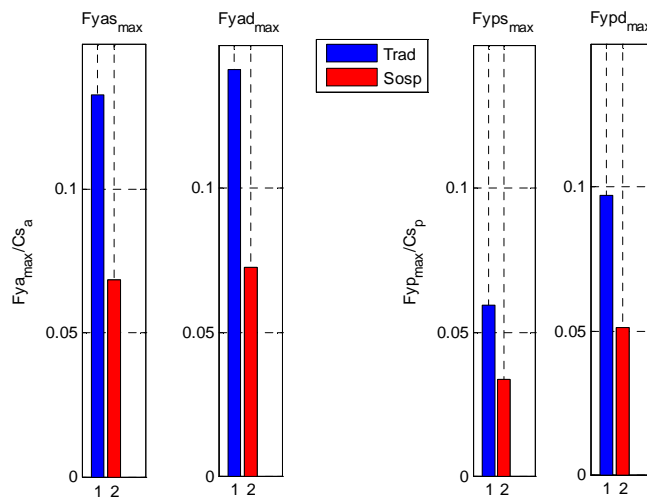


Figura 4.92- Forze laterali massime, ostacolo asimmetrico.

4.6.2- Confronto comfort su irregolarità

Il confronto delle prestazioni di comfort tra la trattoria sospesa e tradizionale, per il passaggio su irregolarità, sarà effettuato valutando la differenza tra gli indici aggregati precedentemente considerati.

Si imposta in tal senso la variazione percentuale degli stessi, definita come:

$$\left\{ \begin{array}{l} \Delta_{disc} = 100 \frac{d_{tot,sosp} - d_{tot,trad}}{d_{tot,trad}} \\ \Delta_{RH} = 100 \frac{RH_{m,sosp} - d_{m,trad}}{d_{m,trad}} \\ \Delta_{ind} = 100 \frac{Ind_{sosp} - Ind_{trad}}{Ind_{trad}} \end{array} \right. \quad 4.39$$

Per il fondo Rough si ottiene una prestazione relativa della trattrice sospesa che, sia per il discomfort (Figura 4.93) che per il Road Holding (Figura 4.94), è migliore per ogni configurazione analizzata e per ogni smorzamento impostato. Il discomfort è l'indice che migliora maggiormente, specialmente per alti carichi all'anteriore, per i quali la sospensione fa sentire maggiormente i suoi effetti. I progressi rispetto alla tradizionale vanno dal -10% al -32%.

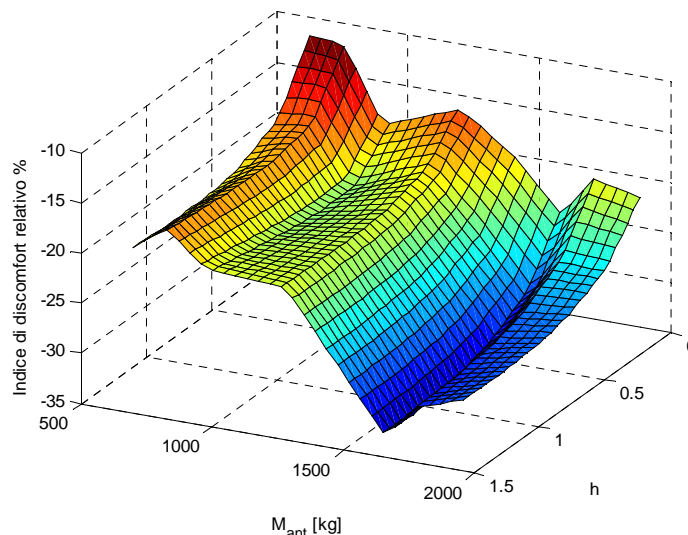


Figura 4.93- Variazione in % del discomfort della trattrice sospesa rispetto alla tradizionale, fondo Rough.

Per il Road Holding i miglioramenti più significativi si hanno per bassi smorzamenti, per i quali si hanno i minimi dell'indice nella sospesa. Per alti smorzamenti l'indice peggiora sensibilmente e si avvicina, per bassi carichi anteriori, a quello della trattrice tradizionale. La configurazione incide in modo minore sul confronto. I progressi vanno da un minimo del -2% ad un massimo di -27%.

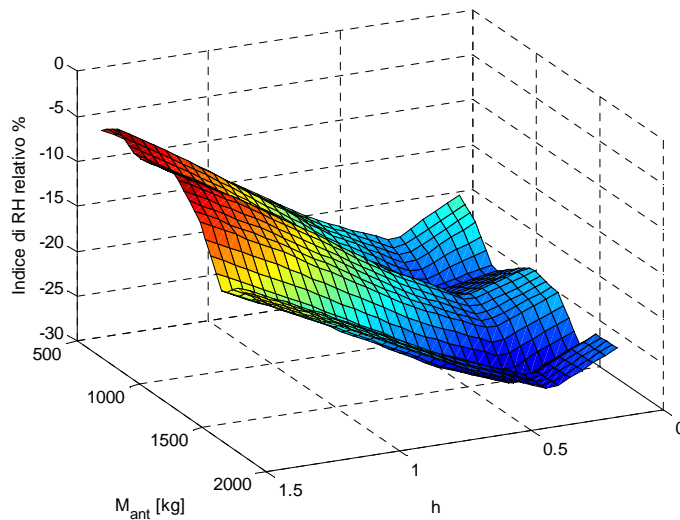


Figura 4.94- Variazione in % dell'indice di RH della attrice sospesa rispetto alla tradizionale, fondo Rough.

L'indice globale, in Figura 4.95, mostra miglioramenti compresi tra il -10% e il -26% , con un andamento fortemente legato a quello del discomfort.

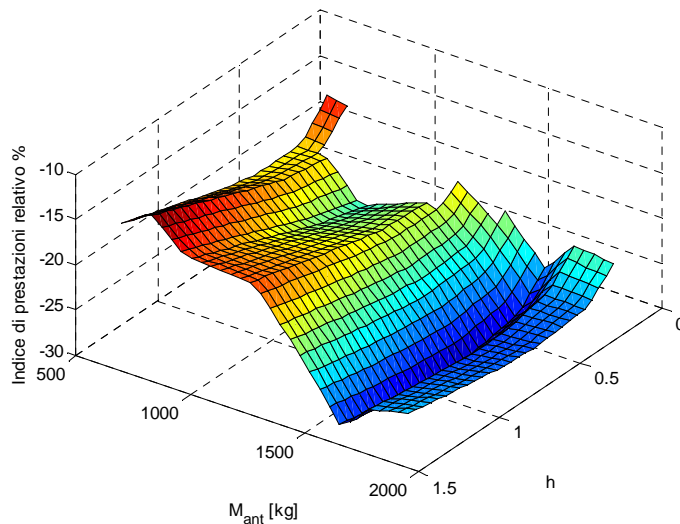


Figura 4.95- Variazione % dell'indice globale della sospesa rispetto alla tradizionale, fondo Rough.

Per le prove di comfort sull'irregolarità Smooth si ottengono i confronti riportati in Figura 4.96 e Figura 4.97. Gli andamenti sono simili a quelli ottenuti con

l'irregolarità Rough. La sospesa in particolare presenta miglioramenti nel discomfort che vanno da un minimo del -10% ad un massimo del -34%. Nel Road Holding i miglioramenti della sospesa sono più marcati rispetto al caso di irregolarità Rough, indicando una migliore aderenza al suolo delle ruote in condizione di fondo più regolare. I progressi vanno dal minimo del -17% ad un massimo del -38%.

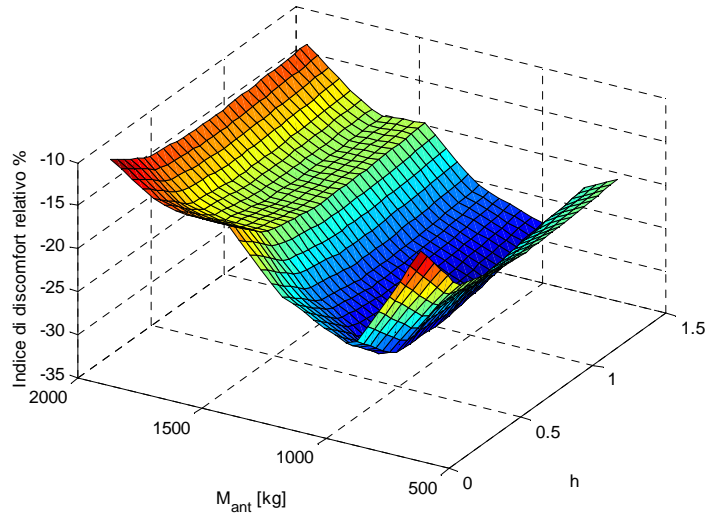


Figura 4.96- Variazione in % del discomfort della trattrice sospesa rispetto alla tradizionale, fondo Smooth.

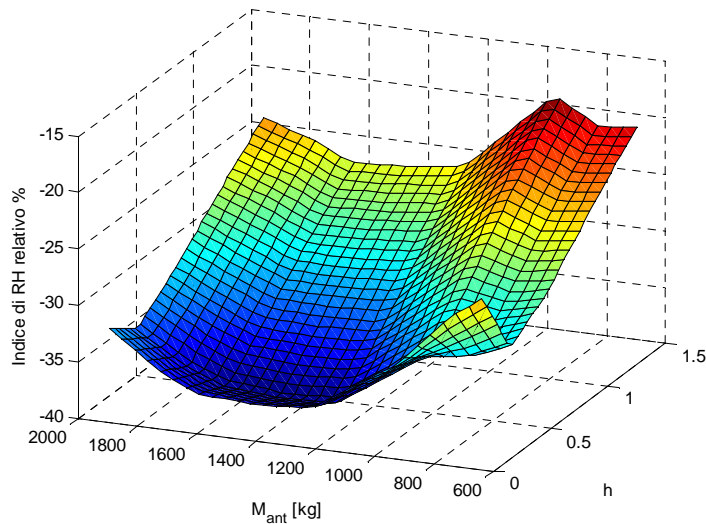


Figura 4.97- Variazione in % dell'indice di RH della trattrice sospesa rispetto alla tradizionale, fondo Smooth.

L'indice di prestazioni relativo è rappresentato in Figura 4.98, con miglioramenti della sospesa che vanno dal -15% al -34%.

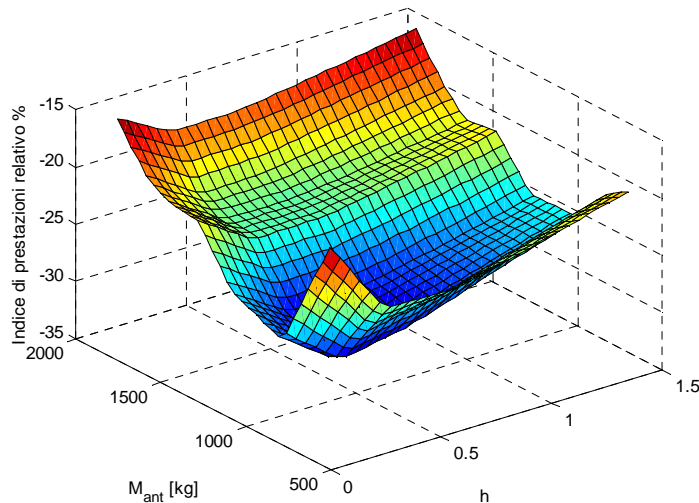


Figura 4.98- Variazione % dell'indice globale della sospesa rispetto alla tradizionale, fondo Smooth.

Globalmente la trattoria con l'anteriore sospeso garantisce maggiori prestazioni di comfort (discomfort -10\%-32%), di Road Holding (RH -2\%-27%) e globali (-10\%/-26%) rispetto alla tradizionale.

Dalle analisi effettuate si è notato che, per il discomfort, i maggiori progressi si hanno in direzione laterale e per le accelerazioni angolari, poiché le sospensioni agiscono sensibilmente sui moti di rollio della cassa. In direzione verticale, a causa del posteriore non sospeso, i vantaggi si riducono e diviene anche meno importante lo smorzamento impostato, una volta che non sia troppo basso ($h < 0.4$).

Il Road Holding migliora sensibilmente con le sospensioni, grazie all'effetto positivo che esse hanno soprattutto all'anteriore e con bassi smorzamenti.

4.7 - Comfort trattoria sospesa in modalità basculante

Per concludere lo studio del comfort delle trattorie in esame occorre valutare le prestazioni della trattoria sospesa in modalità "basculante", dove ovvero siano impediti i movimenti in fase delle sospensioni.

Questa soluzione progettuale è stata pensata per il lavoro in campo, ad esempio per manovre di aratura, nelle quali si ottiene una maggiore trazione ed è importante il controllo della distanza del veicolo da terra, facilitato mantendola

costante anche all'anteriore, bloccando l'escursione verticale delle sospensioni. Per questo motivo sarà analizzato il comfort a basse velocità, utilizzando i profili di irregolarità Rough.

4.7.1- Risultati prove di comfort su irregolarità

Come anticipato le prove di comfort simulate con la trattrice sospesa in modalità basculante saranno quelle a bassa velocità, corrispondenti ai profili di irregolarità Rough.

In Figura 4.99 sono riportati i valori di discomfort legati alle accelerazioni lineari, in Figura 4.100 quelli legati alle angolari ed in Figura 4.101 quelli globali.

Si nota come i valori di discomfort raggiunti siano elevati. Negli indici riguardanti le accelerazioni lineari è preponderante il contributo lungo z, mentre per quelle legate alle angolari quello lungo x (accelerazioni di rollio).

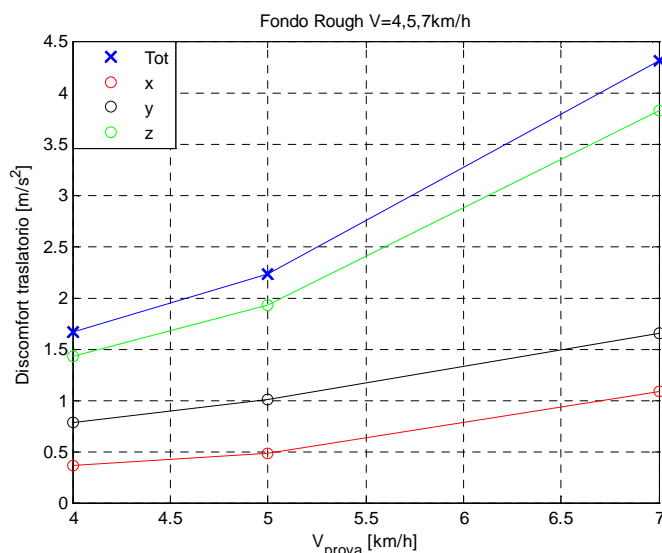


Figura 4.99- Indici di discomfort lineare nelle varie prove.

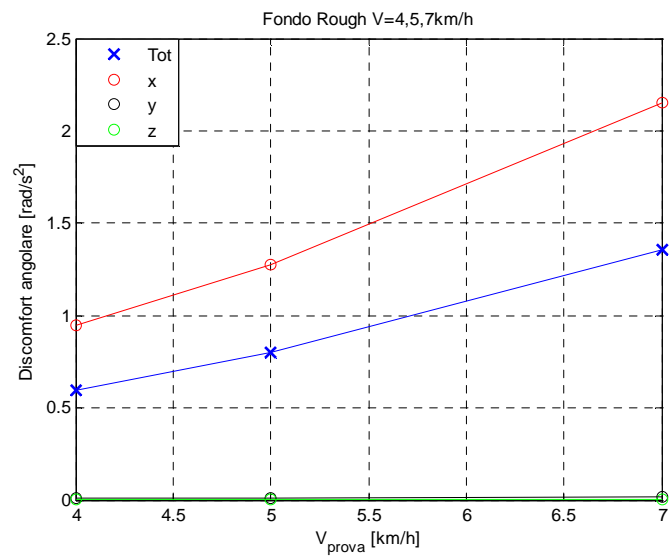


Figura 4.100- Indici di discomfort angolare nelle varie prove.

Negli indici globali è preponderante il contributo di quello traslatorio. Si noti che anche nella prova intermedia, a 5km/h, il discomfort sia alto e prossimo al valore di riferimento limite, pari a 2,5.

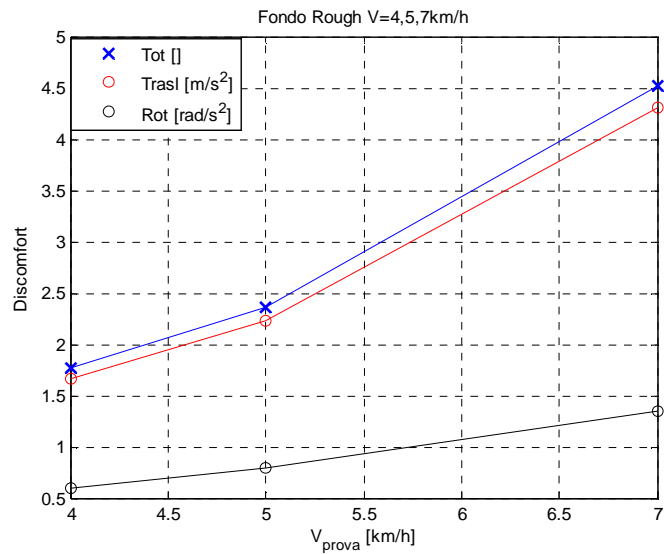


Figura 4.101- Indici di comfort globali nelle varie prove.

In Figura 4.102 è riportato l'indice di Road Holding, crescente con la velocità di esecuzione della prova, fino a valori di 0,6.

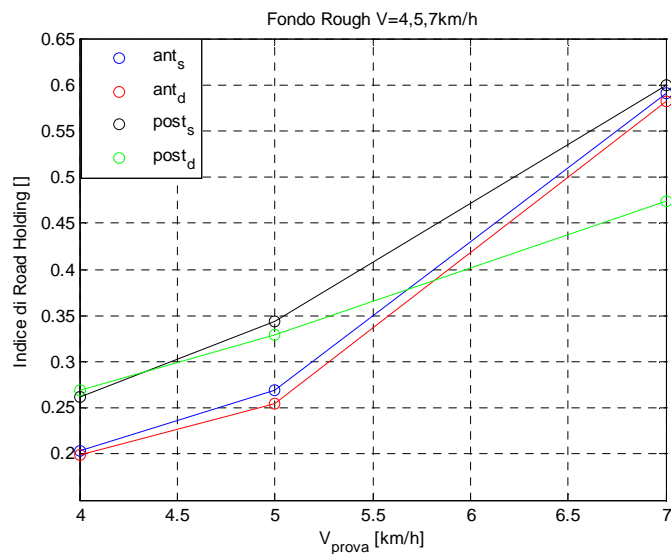


Figura 4.102- Indice di Road Holding nelle varie prove.

Indici di Road Holding così elevati come nella prova a 7km/h stanno ad indicare frequenti distacchi ed una non ottimale aderenza tra ruota e terreno.

In Figura 4.103 è riportato l'andamento dell'indice di Working Space che, all'aumentare della velocità di prova aumenta di entità, raggiungendo valori prossimi allo 0.5, indice del sicuro raggiungimento del finecorsa durante la prova.

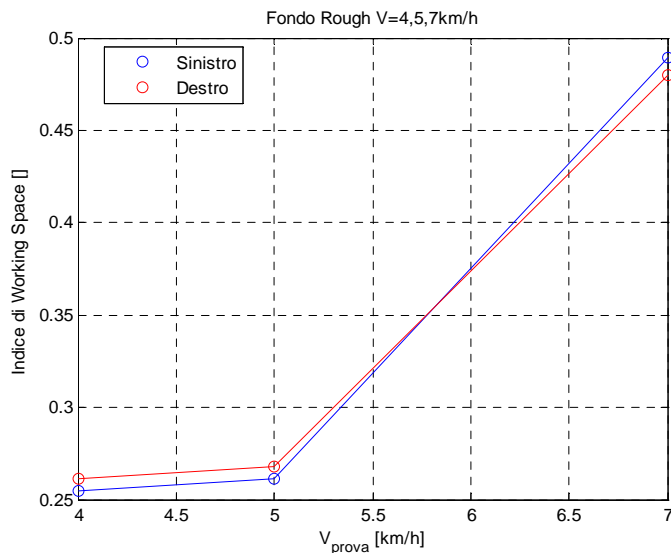


Figura 4.103- Indice di Working Space nelle varie prove.

L'indice di prestazione globale, riportato in Figura 4.104, evidenzia un comportamento non sufficiente per la prova a 7km/h, la più severa in quanto viene superato il limite di Working Space massimo. Anche per le altre prove il suo valore è sempre vicino all'unità.

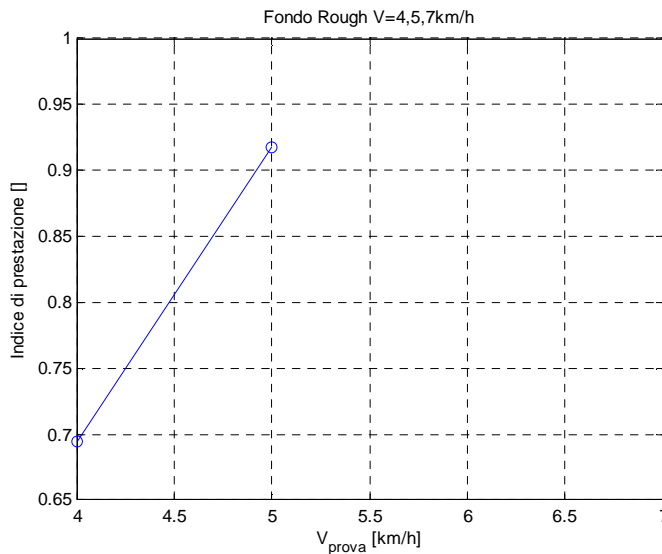


Figura 4.104- Indice di prestazione, trattrice sospesa basculante.

4.7.2- Confronto comfort con altre trattrici

Per valutare in termini relativi le prestazioni di comfort della trattrice basculante è interessante procedere con un confronto rispetto alle altre due tipologie di trattrice, la tradizionale e la sospesa che sarà chiamata “standard”, con una smorzamento adimensionale impostato a 0,65.

Il discomfort delle tre trattrici, riportato in Figura 4.105 e Figura 4.106, mette in evidenza per la sospesa basculante un comportamento intermedio tra la trattrice tradizionale e la sospesa standard. Essa risente maggiormente dell'aumento di velocità, in quanto al suo aumentare il discomfort si avvicina sempre più a quello della tradizionale.

Anche per il Road Holding, riportato in Figura 4.107, si nota un comportamento che all'aumentare della velocità peggiora, soprattutto all'anteriore, dove arriva ad essere maggiore anche di quello della tradizionale.

Infine per lo Working Space, dove viene confrontata con la sola trattrice sospesa, la sospesa in modalità basculante, complice il basso smorzamento presente in questa modalità, presenta un indice nettamente superiore. Ciò soprattutto nella prova a velocità maggiore, dove raggiunge un valore di 0,48.

Nello scuotimento massimo le prestazioni sono ancora minori, in quanto nella prova a velocità maggiore viene sempre raggiunto il finecorsa (indice maggiore dell'unità).

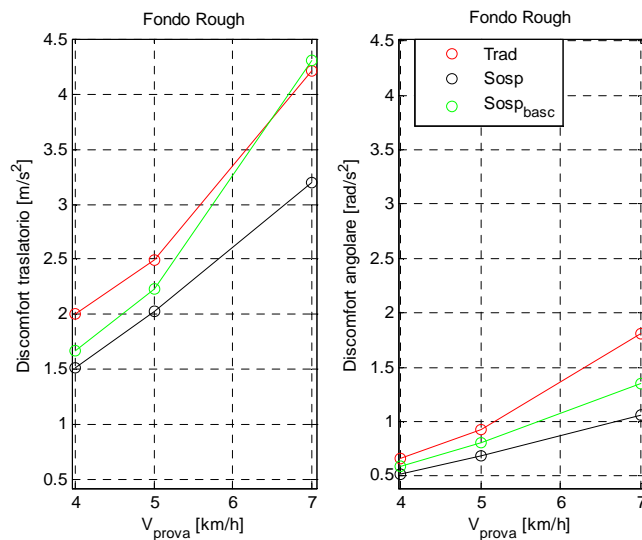


Figura 4.105- Indici di discomfort lineare ed angolare, confronto trattori.

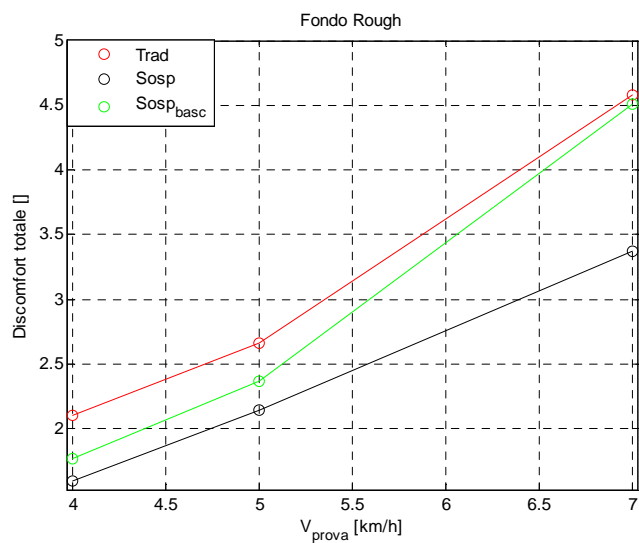


Figura 4.106- Indice di discomfort globale, confronto trattori.

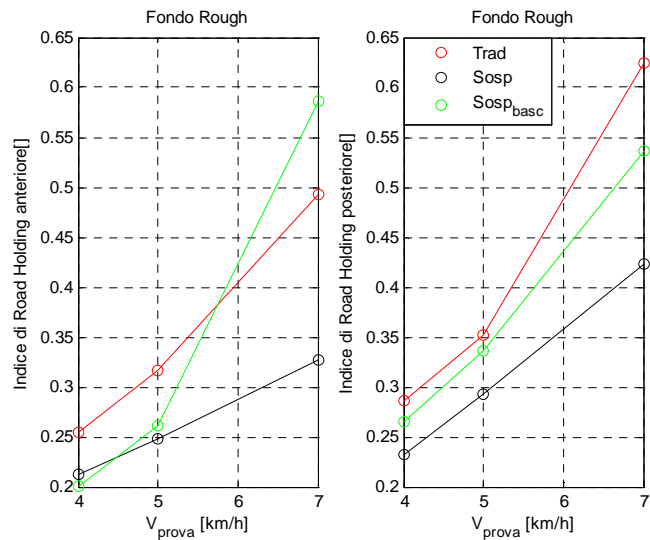


Figura 4.107- Indice di Road Holding, confronto trattori.

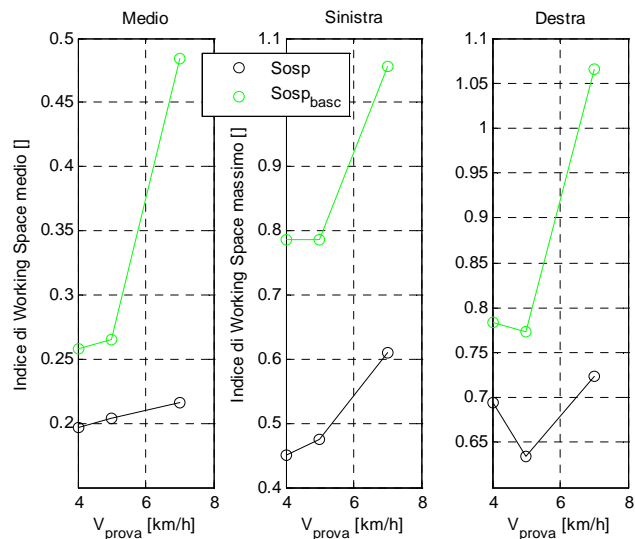


Figura 4.108- Indici di Working Space (sinistra) e scuotimento massimo (centro e destra), confronto trattori.

Per concludere il confronto si valuti ora l'indice di prestazioni globale, per il quale in questo caso non si considera la variabile logica dello Working Space, che renderebbe non confrontabile la trattice in modalità basculante con quella tradizionale. Si ricordi comunque che per la prova a 7km/h questo indice varrebbe infinito per la sospesa basculante (Figura 4.104).

Da Figura 4.109 e Figura 4.110 si nota come anche l'indice di prestazione indichi per la trattice sospesa in modalità basculante, un comportamento intermedio tra la sospesa standard e la tradizionale.

L'indice è infatti sempre migliore rispetto alla tradizionale (-2/-16%) e sempre peggiore rispetto alla sospesa (+9/+38%).

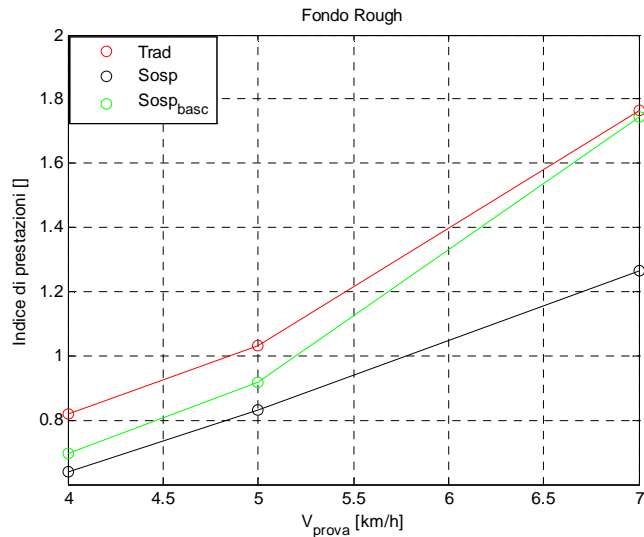


Figura 4.109- Indice di prestazioni, confronto trattrici.

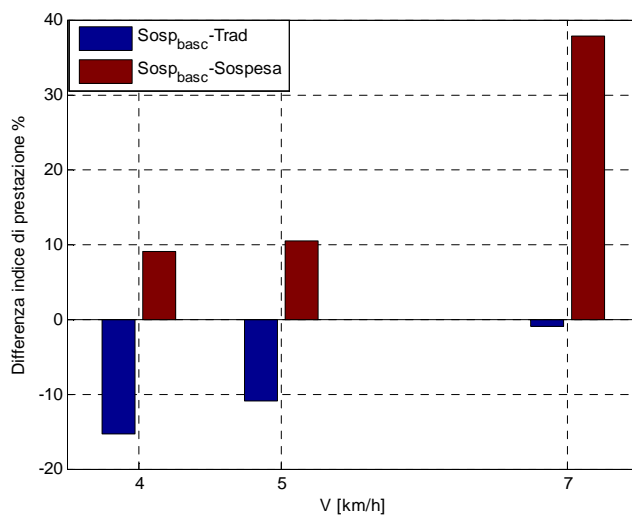


Figura 4.110- Variazione % indice di prestazione, confronto trattrici. Blu variazione della basculante rispetto alla tradizionale; rossa variazione della basculante rispetto alla sospesa.

Globalmente quindi le prestazioni della trattrice sospesa in modalità basculante sono accettabili, considerato che migliorano rispetto alla tradizionale. Rimangono però sempre inferiori a quelle della sospesa.

4.8 – Conclusioni sul comfort

Dalle analisi sul comfort si sono potuti apprezzare gli effetti della sospensione dell'anteriore della trattrice.

Essa consente di migliorare globalmente le prestazioni, agendo soprattutto in modo positivo sul comfort laterale e sul Road Holding. Effetti minori produce invece in direzione verticale, in quanto la presenza del posteriore non sospeso ne riduce gli effetti. Ciò si vede soprattutto dai risultati delle simulazioni di passaggio su ostacolo concentrato, da Figura 4.85.

I miglioramenti sul discomfort, a seconda della configurazione di carico esaminata e dell'irregolarità considerata, vanno dal -10% al -34%, mentre quelle sul Road Holding dal -2% al -38%.

La variazione di smorzamento permette di ottenere un ottimo di prestazione in ogni configurazione, anche se la variabilità del discomfort riscontrata al suo variare è bassa e comunque inferiore a quella che si ottiene variando la configurazione della trattrice, che quindi è fondamentale, ma sulla quale non si può agire, essendo impostata dall'operatore. Maggiori sono invece i suoi effetti sul Road Holding, che per bassi smorzamenti presenta i valori migliori.

E' stato possibile individuare un range di smorzamenti adimensionali che garantiscono mediamente le prestazioni migliori, che vanno dallo 0,6 allo 0,7. In questo senso sembra opportuno impostare una logica di controllo dello stesso, che mantenga costante questo parametro.

La trattrice sospesa in modalità basculante ha evidenziato un comportamento intermedio tra quello della tradizionale e della sospesa, che la rende idonea ad un utilizzo in campo, da un punto di vista comfort.

5. Analisi di Handling e dinamica trattrici

Trattato il comfort delle trattrici, un confronto di prestazioni non può considerarsi completo senza un'analisi delle caratteristiche di Handling, ovvero che riguardano il moto del veicolo nel piano di marcia, in curva o in generale in condizioni di manovra dettate dal pilota.

Nel presente lavoro si tratteranno fundamentalmente due temi, che sono la risposta a regime dei veicoli in curva, che sarà analizzata mediante prove di steering-pad e la risposta dinamica legata a cambiamenti di corsia del veicolo.

L'obiettivo è caratterizzare il comportamento delle tre tipologie di trattrici finora analizzate, che sono la tradizionale, la sospesa e la sospesa in modalità basculante, facendone un confronto.

5.1 - Analisi comportamento a regime in curva

Come anticipato nella breve introduzione il comportamento a regime in curva dei veicoli verrà analizzato mediante la prova di steering-pad a velocità costante e sterzo variato lentamente.

Particolare attenzione verrà riservata allo studio degli effetti dell'aumento di velocità di marcia, in quanto uno degli obiettivi dell'azienda costruttrice è quello di portare la velocità massima di percorrenza della trattrice dagli attuali 40km/h a 50km/h.

Le problematiche riguardanti questo incremento di velocità potrebbero riguardare, oltre alla dinamica, proprio il comportamento del veicolo in curva a regime ed è opportuno valutarne la stabilità.

5.1.1- Impostazione prova di Steering-pad

La prova di steering-pad implementata, consiste nel percorrere a velocità costante un percorso durante il quale le ruote vengano sterzate gradualmente, fino a giungere a condizioni limite di stabilità per il veicolo.

Verranno considerate per ogni trattrice analizzata tre velocità caratteristiche, che sono 20,40 e 50km/h, che rappresentano una velocità di marcia "classica", una molto sostenuta ed infine una che si vorrebbe raggiungere.

Per ognuna di queste prove viene impostato un tempo di esecuzione di 60 secondi, sufficienti a garantire una graduale variazione di accelerazione laterale sul veicolo e la quasi-staticità della prova.

Il fondo su cui si muoveranno i veicoli sarà perfettamente liscio e le grandezze monitorate sono quelle suggerite dalle norme ISO4138 relative alle autovetture,

che sono l'accelerazione angolare, la velocità di imbardata, l'angolo di assetto, il rollio della cassa e le forze al contatto con il terreno [32].

Per le variabili cinematiche descritte si farà riferimento alle convenzioni di Figura 5.1, dove si riporta un veicolo in curva, schematizzato come modello monotraccia [28].

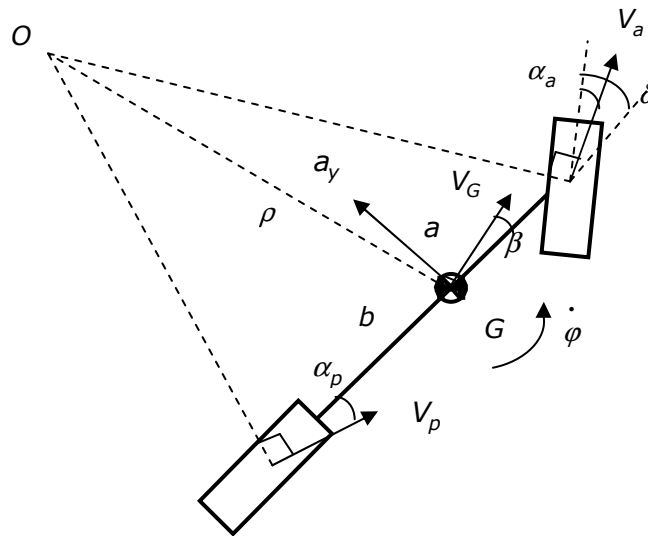


Figura 5.1- Modello monotraccia del veicolo in curva.

Dove α_i sono le derivate anteriori e posteriori, $\dot{\psi}$ la velocità di imbardata, β l'angolo di assetto, ρ il raggio della curva percorsa, V_i le velocità anteriori e posteriori, b il passo posteriore, a il passo anteriore e δ l'angolo di sterzo, presente solo all'anteriore.

Da Figura 5.1 è possibile risalire ad alcune relazioni che legano tra loro delle variabili cinematiche e dinamiche, per comprenderne meglio il significato.

Per angoli di assetto piccoli è possibile, approssimando, esprimere il raggio di curvatura in funzione di alcune variabili cinematiche, come la velocità di avanzamento e la velocità di imbardata misurate sul veicolo, avendo:

$$a_y = V_G \cdot \dot{\psi} = \frac{V_G^2}{\rho} \Rightarrow \rho = \frac{V_G}{\dot{\psi}} \quad 5.1$$

Il raggio di curva è esprimibile inoltre, da considerazioni geometriche, come:

$$\rho = \frac{p}{\delta - \alpha_a + \alpha_p} \quad 5.2$$

Dove p è l'intero passo del veicolo. Come si vede esso dipenderà dalle derive all'anteriore ed al posteriore, in particolare sarà maggiore per alte derive all'anteriore e minore per alte derive al posteriore. Dalla definizione presentata è possibile risalire a quella del raggio di curvatura cinematico, ovvero che si percorre in assenza di derive una volta fissato lo sterzo, oppure dello sterzo cinematico, utile a percorrere senza derive un raggio di curvatura definito.

$$\begin{aligned} \rho_0 &= \frac{p}{\delta} \\ \delta_0 &= \frac{p}{\rho} \end{aligned} \quad 5.3$$

Dove ρ_0 è il raggio di curvatura cinematico e δ_0 è l'angolo di sterzo cinematico.

Un'altra grandezza che vale la pena caratterizzare è l'angolo di assetto β , che è quello formato tra il vettore che descrive la velocità assoluta del veicolo e l'asse del veicolo stesso. Esso durante le simulazioni verrà misurato direttamente a bordo veicolo, con la definizione rigorosa:

$$\beta = \arctan\left(\frac{V_y}{V_x}\right) \quad 5.4$$

Dove V_x e V_y sono le velocità del baricentro del veicolo, rispettivamente longitudinale e laterale, misurate rispetto ad un sistema di riferimento a bordo veicolo, dove l'asse x è diretto lungo l'asse del veicolo, positivo verso l'anteriore, l'asse y è diretto trasversalmente verso l'interno curva.

Esso è però esprimibile, approssimando, in funzione di altri parametri, in quanto da considerazioni geometriche si ha:

$$\begin{cases} \beta = \frac{b}{\rho} - \alpha_p \\ \rho = \frac{p}{\delta - \alpha_a + \alpha_p} \end{cases} \Rightarrow \beta = b \frac{\delta - \alpha_a + \alpha_p}{p} - \alpha_p = \frac{b}{p} \left(\delta - \alpha_a - \frac{a}{b} \alpha_p \right) \quad 5.5$$

Come si può notare β dipende dalla geometria del veicolo tramite la posizione del baricentro, dall'angolo di sterzo e dalle derive. In generale sarà positivo, a

sterzo fissato, per basse derive e quindi basse velocità di percorrenza, viceversa all'aumentare della velocità tende a divenire negativo.

Le prove effettuate sono riassunte in Tabella 5.1.

Trattrice	Prova	Fondo	Velocità [km/h]	Grandezze monitorate	Obiettivi
Tradizionale traz. posteriore	Steering pad a velocità costante e sterzo controllato	Liscio	20,40, 50	Fzi, Fyi, acc_lat, rollio, angolo assetto, scorrimenti laterali, trasferimento di carico sul posteriore	Valutazione caratteristiche veicolo (sovra-sottosterzante) e Handling a regime
Sospesa traz. posteriore					
Sospesa basculante traz. posteriore					

Tabella 5.1- Prova di steering-pad, parametri ed obiettivi.

Lo sterzo imposto sarà tale da raggiungere ad ogni velocità le condizioni limite di validità del modello utilizzato, che in questo caso sono rappresentate dal valore della forza verticale minima alle ruote. Essa non deve scendere, su ciascuna ruota distintamente, sotto un valore minimo di circa 1500N, perché il modello di pneumatico è validato fino a questo valore di carico verticale [3][27]. Per la determinazione della caratteristica sotto-sovra sterzante del veicolo si farà riferimento alla definizione che viene fornita dalla “SAE International” che definisce un veicolo [33]:

- Sottosterzante se $\frac{\partial(\delta - \delta_0)}{\partial \frac{a_y}{g}} = \frac{\partial(\alpha_1 - \alpha_2)}{\partial \frac{a_y}{g}} > 0$ 5.6

- Sovrasterzante se $\frac{\partial(\delta - \delta_0)}{\partial \frac{a_y}{g}} = \frac{\partial(\alpha_1 - \alpha_2)}{\partial \frac{a_y}{g}} < 0$ 5.7

La definizione di questa caratteristica in curva è fondamentale, poiché definisce le doti di stabilità del veicolo; un veicolo sottosterzante è infatti intrinsecamente stabile in curva, mentre uno sovrasterzante al contrario è intrinsecamente instabile. Questo perché uno sovrasterzante all'aumentare dell'accelerazione laterale in curva, a sterzo costante, tende astringere la traiettoria. Ciò comporta a sua volta un ulteriore aumento di accelerazione laterale a velocità costante e quindi ad un processo degenerativo.

Tale definizione è la stessa proposta dal Pacejka [28]. Egli infatti introduce, analizzando un modello monotraccia linearizzato in curva, la formulazione dell'angolo di sterzo pari a:

$$\delta = \frac{p}{\rho} + \eta \frac{a_y}{g} = \delta_0 + \eta \frac{a_y}{g} \quad 5.8$$

Dove il coefficiente η è chiamato coefficiente di sottosterzo, e dipende da parametri del veicolo di tipo geometrico e dalle rigidzze di deriva degli pneumatici anteriori (C_a) e posteriori (C_p), secondo la relazione:

$$\eta = \frac{mg}{p} \left(\frac{bC_p - aC_a}{C_a C_p} \right) \quad 5.9$$

La sotto-sovrasterzata del veicolo è definita grazie a questo coefficiente che, se maggiore di 0, indica comportamento sottosterzante, neutro se nullo e sovrasterzante se assume valori negativi. Come si può notare il coefficiente di sottosterzo non è altro che la derivata introdotta nelle espressioni 5.6 e 5.7, in quanto ad esempio la sottosterzata vi è definita:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial(\alpha_1 - \alpha_2)}{\partial \frac{a_y}{g}} = \frac{\partial(\delta - \delta_0)}{\partial \frac{a_y}{g}} > 0 \\ \delta = \delta_0 + \eta \frac{a_y}{g} \end{array} \right. \Rightarrow \left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial(\delta - \delta_0)}{\partial \frac{a_y}{g}} > 0 \\ \delta - \delta_0 = \eta \frac{a_y}{g} \end{array} \right. \Rightarrow \frac{\partial \left(\eta \frac{a_y}{g} \right)}{\partial \frac{a_y}{g}} = \eta > 0$$

Le definizioni viste fanno capire come il comportamento sovra o sottosterzante sia molto influenzato dalle caratteristiche dei pneumatici, in quanto la differenza delle derivate tra anteriore e posteriore o le loro rigidzze di deriva sono fondamentali. In particolare per avere comportamento sottosterzante si necessitano, a parità di veicolo e trascurando gli effetti di trasferimento di carico in curva, ruote posteriori più performanti di quelle anteriori in termini di rigidzza di deriva, in modo che all'aumentare in curva dell'accelerazione laterale, rispondano con un minor incremento di deriva rispetto alle anteriori. Ciò è ancora più importante nel caso in cui il veicolo presenti trazione posteriore, come nel caso delle attricci in analisi, in quanto introducendo scorrimenti longitudinali negli pneumatici posteriori, qualora divengano importanti lo pneumatico tende, a causa del fenomeno di deriva combinata, a diminuire la rigidzza di deriva laterale e quindi derivare maggiormente al posteriore [28].

Infine una certa importanza assume anche il trasferimento di carico che si ha tra ruote destre e sinistre in curva, per effetto della presenza dell'accelerazione laterale. Un trasferimento di carico infatti fa rimanere costante il carico globale gravante sull'asse, ma va ad aumentare quello sulla ruota esterno curva, a discapito di quella interno curva.

La variazione di carico verticale, su ciascuna ruota, fa variare le caratteristiche dello pneumatico ed in particolare ne fa variare le rigidzze di deriva, che aumenteranno per le ruote maggiormente caricate, mentre diminuiranno per quelle meno caricate. Questo fenomeno non è però lineare [28] e la rigidzza di deriva della ruota che si scarica tende a diminuire più di quella che si carica. Si veda a tal proposito la rappresentazione di Figura 5.2.

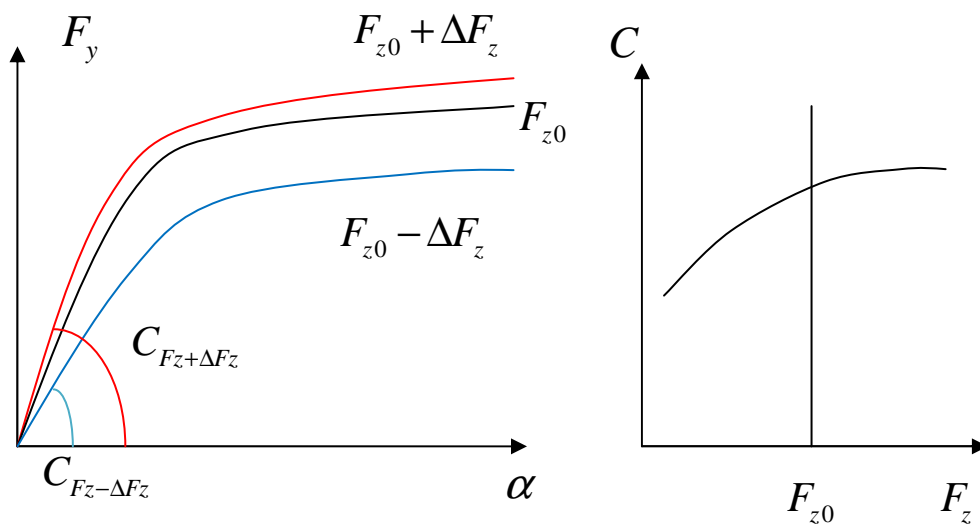


Figura 5.2- Variazione delle forze laterali e delle rigidzze di deriva con il carico verticale.

Complessivamente per garantire l'equilibrio sarà necessaria, a fronte di un trasferimento di carico, una deriva complessiva maggiore sullo stesso asse.

Ciò in curva può essere penalizzante qualora il trasferimento di carico sia molto sbilanciato al posteriore, in quanto questo effetto andrebbe ad aumentare in sua corrispondenza le derivate e quindi far avvicinare il comportamento ad essere sovrasterzante.

Per la valutazione della sovra-sottosterzata si utilizzerà dunque la valutazione del coefficiente di sottosterzo, inoltre verranno analizzati graficamente gli Handlig Diagram, costruiti con i dati delle simulazioni.

Quest'ultimi nascono sempre dall'analisi dell'equilibrio del veicolo in curva e rappresentano l'accelerazione laterale adimensionalizzata in funzione della

differenza delle derivate anteriore e posteriore e dell'angolo di sterzo cinematico a velocità fissata. Risultano essere qualitativamente come in Figura 5.3.

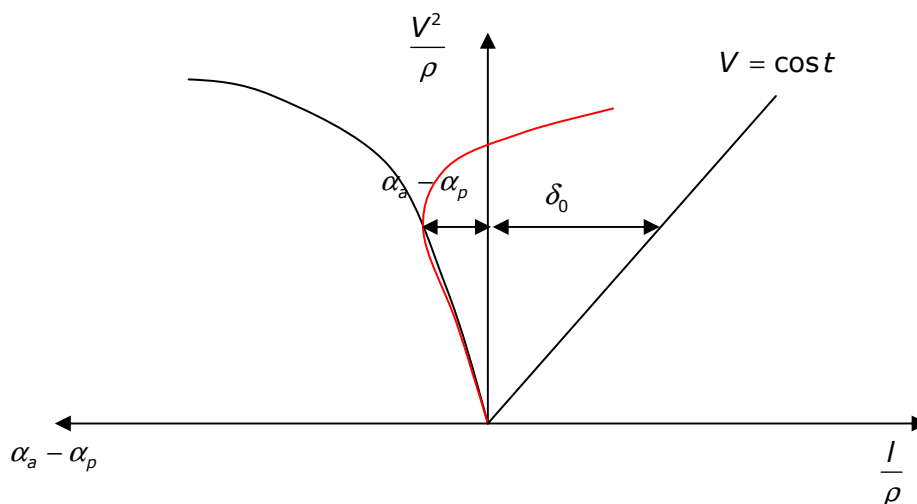


Figura 5.3- Handling diagram, esempio.

La rappresentazione riportata è utile in quanto la distanza tra le curve di destra e di sinistra rappresenta l'angolo di sterzo necessario per percorrere un raggio di curva fissato ρ ad un determinato valore di accelerazione laterale (da equazioni 5.2 e 5.3).

Inoltre ricordando la definizione di sovra-sottosterzata, se la distanza tra le curve di sinistra e l'asse verticale aumenta al crescere dell'accelerazione laterale, la vettura è sottosterzante, viceversa se diminuisce. Nell'esempio, per chiarire, la curva di sinistra (nera) è la curva di un veicolo sempre sottosterzante, mentre quella rossa è relativa ad un veicolo che cambia comportamento, divenendo sovrasterzante all'aumentare dell'accelerazione laterale.

5.1.2- Risultati trattrice tradizionale

Per le singole trattrici si prendono in considerazione come già spiegato tre velocità di esecuzione della prova. Per ognuna si procederà ad un confronto dei risultati più significativi.

In Figura 5.4 e Figura 5.5 sono riportati gli andamenti delle forze di contatto verticali alle ruote. Essendo la curva verso sinistra si avranno le forze del lato destro crescenti, mentre al sinistro decrescenti.

Si nota come all'anteriore la variazione di forza durante la prova è minore rispetto al posteriore e ciò è dovuto alla presenza di rigidità al rollio soltanto al posteriore, che ne aumenta il trasferimento di carico rispetto all'anteriore. Per

quest'ultimo esso è dovuto solamente all'altezza non nulla del centro di rollio, coincidente con la cerniera basculante.

Il valore minimo della forza della ruota posteriore sinistra, come si può notare, è uguale al minimo valore di forza verticale accettabile per considerare il comportamento dello pneumatico corretto (1500N). Essa lo raggiunge per prima poiché è la più critica per il distacco.

Tra le prove effettuate la differenza più evidente è che il valore di accelerazione adimensionalizzata, per la quale si raggiunge il valore di forza minima, aumenta con la velocità. Ciò avviene perché diminuisce il trasferimento di carico al posteriore, come si può notare da Figura 5.6. Mentre nella prova a bassa velocità all'aumentare dell'accelerazione laterale l'anteriore si carica ed il posteriore si scarica, al crescere della velocità la tendenza si inverte, con l'anteriore che si scarica ed il posteriore, viceversa, che si carica.

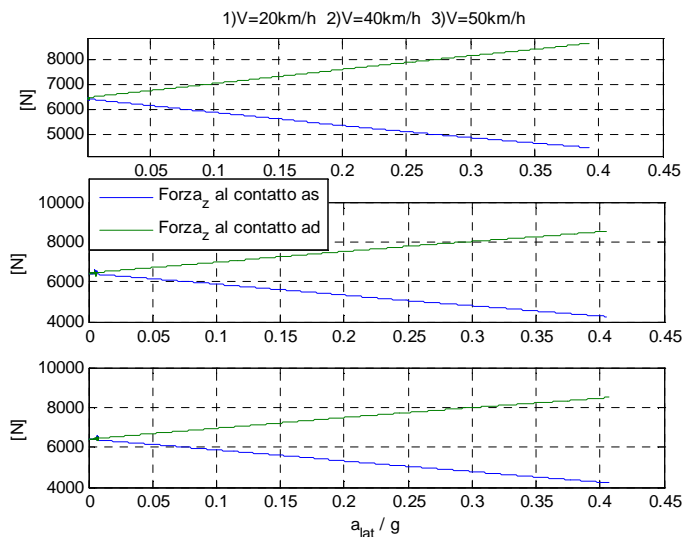


Figura 5.4- Forze di contatto verticali anteriori, tratrice tradizionale.

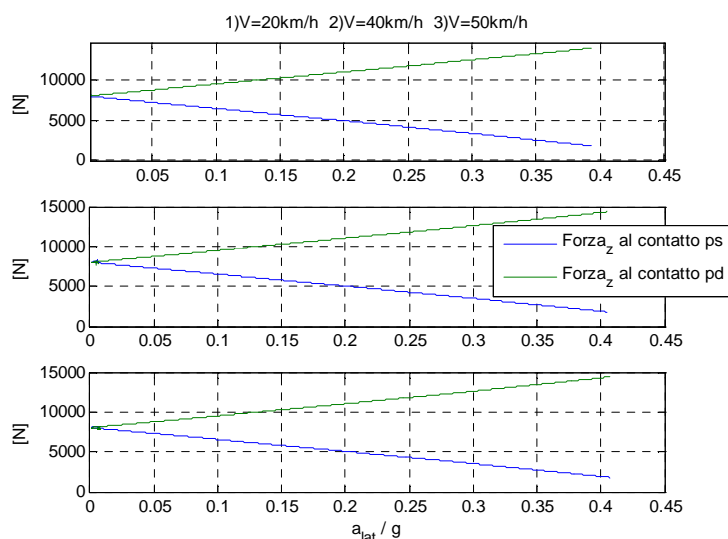


Figura 5.5- Forze di contatto verticali posteriori, trattrice tradizionale.

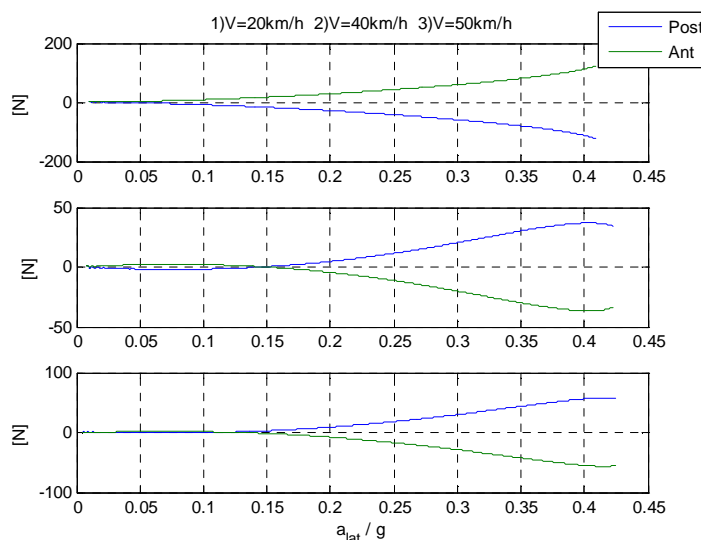


Figura 5.6- Variazione delle forze verticali totali all'anteriore e al posteriore.

In Figura 5.7 è riportato il comportamento dell'angolo di assetto del veicolo. Esso è positivo a basse velocità, mentre tende ad essere negativo ad alte velocità, per effetto del minor angolo di sterzo (si veda eq. 5.5) che permette di raggiungere la medesima accelerazione laterale a velocità maggiore. Nella prova a bassa velocità infatti lo sterzo massimo raggiunto è nettamente maggiore rispetto alle altre e riesce a bilanciare l'effetto delle derive che aumentano con l'accelerazione, tendendo a far divenire l'angolo di assetto negativo. I suoi valori sono sempre contenuti.

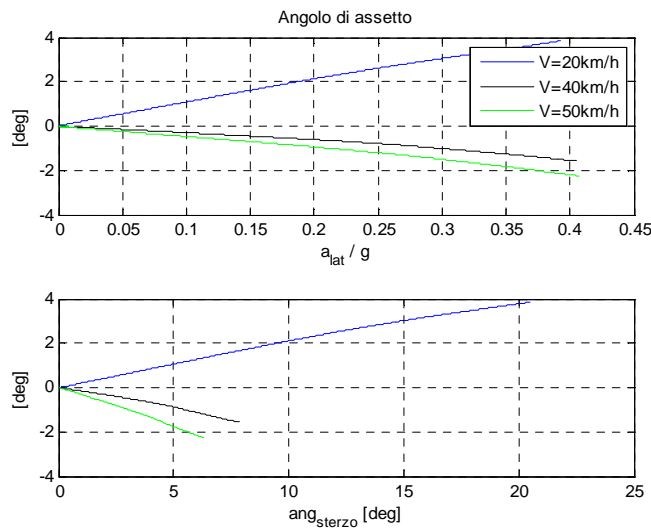


Figura 5.7- Angolo di assetto, trattoria tradizionale

Dal'analisi dell'angolo di assetto si può spiegare perché con l'aumentare della velocità cambia il trasferimento di carico tra anteriore e posteriore (Figura 5.6); ciò è legato al segno che ha l'angolo di assetto.

Questo è visibile analizzando le equazioni del modello monotraccia a regime ($V=cost$) in curva, per il quale con piccoli angoli di assetto vale la relazione:

$$\begin{cases} A_x = \dot{V}_x - \dot{\psi} V_y \cong -\dot{\psi} V \beta \\ A_y = \dot{V}_y + \dot{\psi} V_x \cong \dot{\psi} V \end{cases} \quad 5.10$$

Dove A_x è l'accelerazione longitudinale del veicolo, positiva se diretta verso l'anteriore e A_y è l'accelerazione ortogonale all'asse del veicolo, positiva diretta verso l'interno curva.

Dalla 5.10 si vede come nel moto in curva a regime con velocità costante, essendo velocità di imbardata e di avanzamento positive, il segno dell'accelerazione longitudinale sia definito dall'angolo di assetto β . Si veda anche Figura 5.8. Se β è positivo (figura di sinistra) l'accelerazione longitudinale è negativa, diretta verso il posteriore e quindi la forza inerziale che nasce, opposta ad essa, scarica il posteriore. Un angolo di assetto negativo invece (figura di destra) determina una accelerazione longitudinale positiva e diretta verso l'anteriore, che genera quindi una forza d'inerzia diretta verso il posteriore, che lo carica.

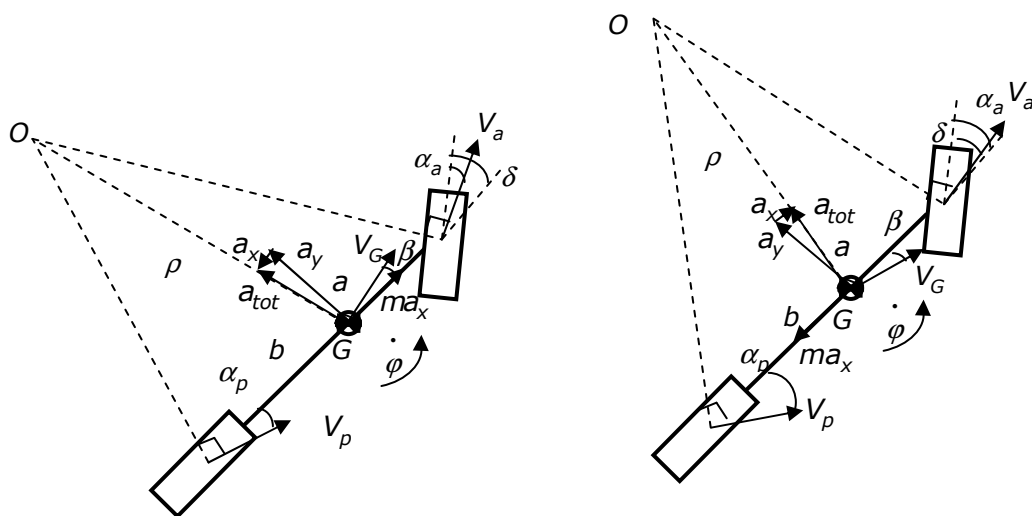


Figura 5.8- Modello monotraccia in curva: sinistra β positivo, destra β negativo.

In Figura 5.9 sono riportati gli scorrimenti longitudinali al posteriore (dove c'è la trazione), che all'aumentare dell'accelerazione laterale tendono ad crescere significativamente, soprattutto per la ruota interno curva (sinistra) per effetto della perdita del carico verticale che subisce. I livelli di scorrimento rimangono sempre ridotti, anche se per la prova a velocità minore assumono valori leggermente maggiori. Presumibilmente non incideranno in modo significativo sul comportamento della trattrice e sulle derive.

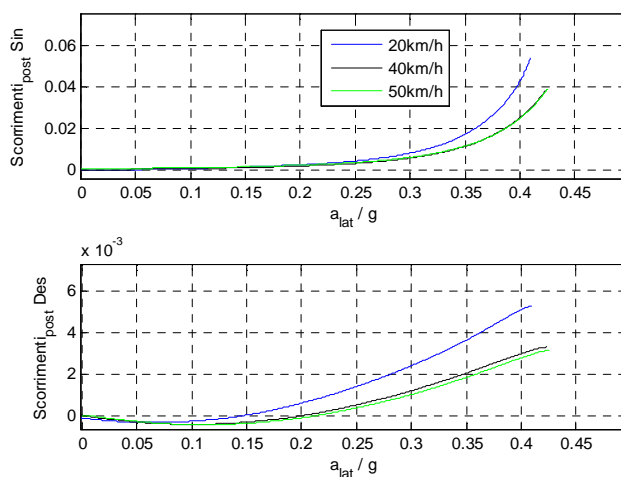


Figura 5.9- Scorrimenti delle ruote al posteriore.

In Figura 5.10 sono riportate le derivate degli pneumatici al variare dell'accelerazione laterale. Esse aumentano con l'accelerazione laterale, in quanto aumenta la forza laterale necessaria per l'equilibrio e per il trasferimento di carico tra le ruote. La velocità non influisce significativamente sul loro andamento, anche se a velocità minore i suoi valori sono leggermente maggiori e ciò è probabilmente legato ai maggiori scorrimenti che si hanno. Il fatto che le derivate varino così poco però, è indice del fatto che l'effetto degli scorrimenti non è molto significativo per il comportamento della trattrice.

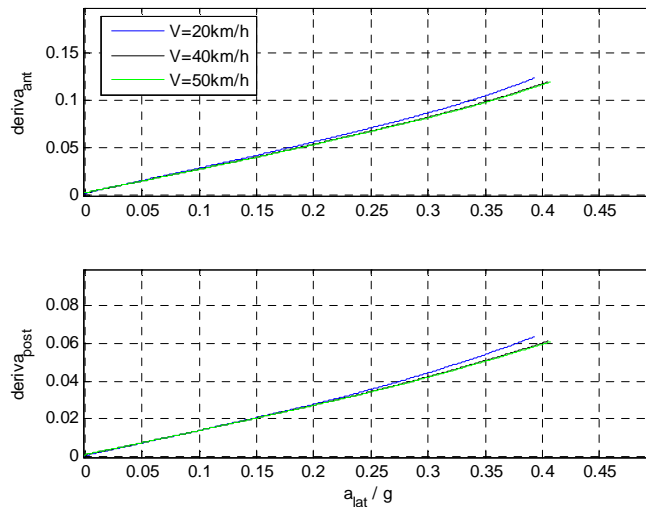


Figura 5.10- Derive pneumatici a varie velocità, trattrice tradizionale.

L'angolo di rollio, rappresentato in Figura 5.11, aumenta con l'accelerazione laterale ed è indipendente dalla velocità, in quanto dipende fondamentalmente dalla rigidità di rollio a geometria fissata.

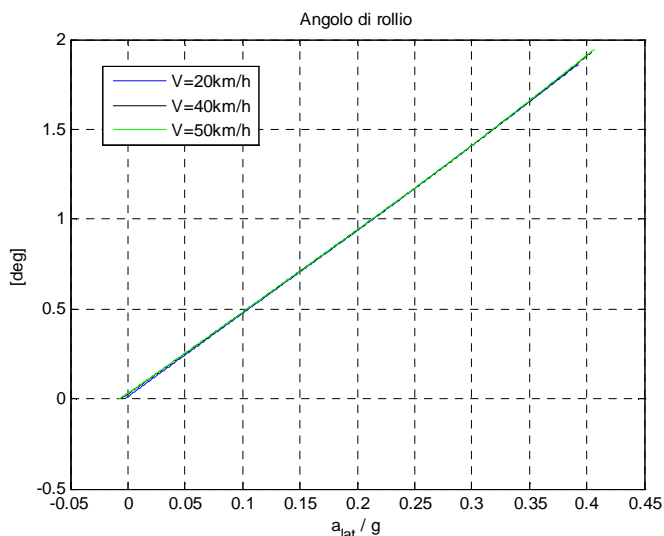


Figura 5.11- Angolo di rollio della cassa, trattrice tradizionale.

In Figura 5.12 e Figura 5.13 sono riportati in ordine l'handling diagram ricavato dalla prova e l'andamento della derivata della differenza tra l'angolo di sterzo reale e cinematico, rispetto all'accelerazione laterale, o coefficiente di sottosterzo.

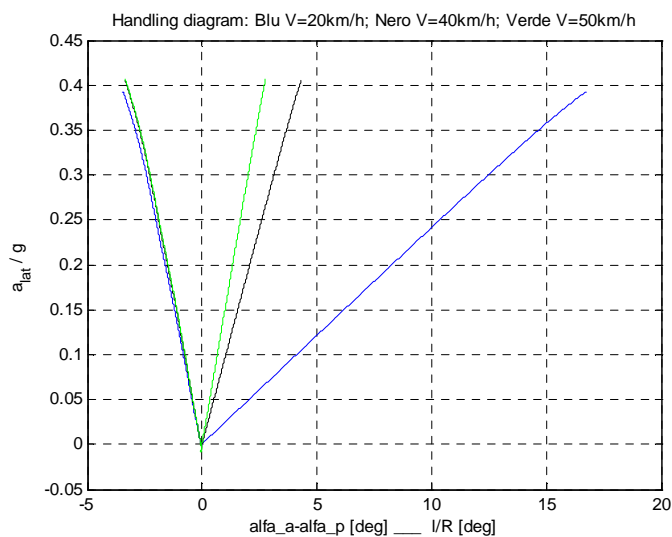


Figura 5.12- Handling diagram, trattrice tradizionale.

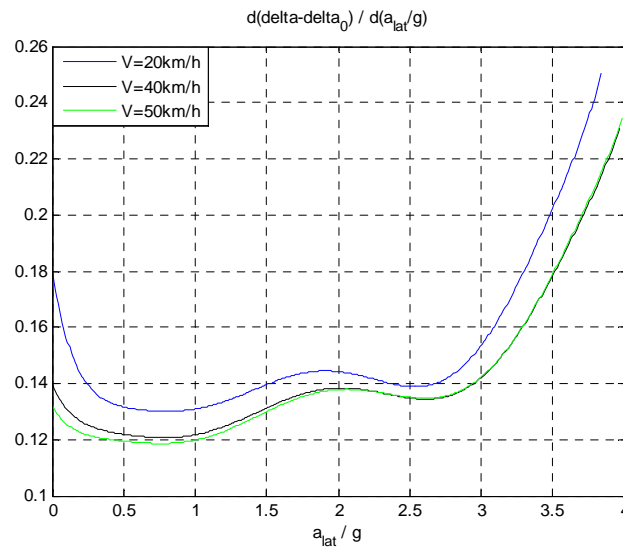


Figura 5.13- Derivata della differenza tra l'angolo di sterzo reale e il cinematico rispetto all'accelerazione laterale.

Dall'analisi effettuata si vede come il comportamento del veicolo in curva sia sottosterzante, in quanto la derivata analizzata è sempre maggiore di 0. L'aumento di velocità sembra ridurre la caratteristica sottosterzante, in quanto la derivata si abbassa di valore, rimanendo pur sempre positiva.

Concludendo, il fatto che la ruota posteriore sinistra si scarichi, non permette di valutare il comportamento della tratrice per accelerazioni laterali elevate e di analizzare se esiste un cambio di comportamento per loro alti valori. Ciò fornisce però un'indicazione interessante, che ovvero il problema di stabilità nel piano di marcia sopraggiunge solo dopo che si sia presentato quello relativo al distacco ruota. Avviene dunque prima il sollevamento della ruota che l'eventuale cambio di comportamento a regime e ciò è legato all'alto baricentro che ha la tratrice, unito alle strette carreggiate.

5.1.3- Risultati tratrice sospesa

Figura 5.14 e Figura 5.15 sono riportate le forze di contatto anteriori e posteriori al variare dell'accelerazione laterale. Esse aumentano per le ruote ad esterno curva, per effetto del trasferimento di carico laterale, maggiormente al posteriore, dove la rigidità al rollio è maggiore che all'anteriore.

Anche in questo caso a velocità maggiori si raggiunge la forza di contatto minima a livelli di accelerazione laterale maggiori.

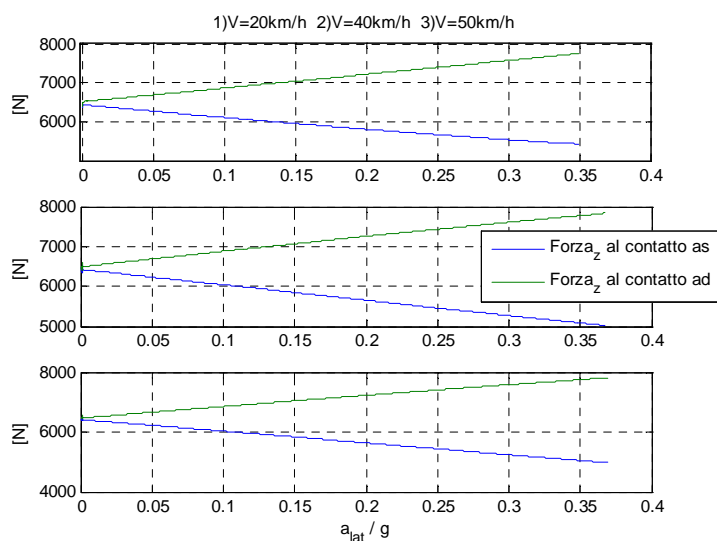


Figura 5.14- Forze di contatto verticali anteriori, trattrice sospesa.

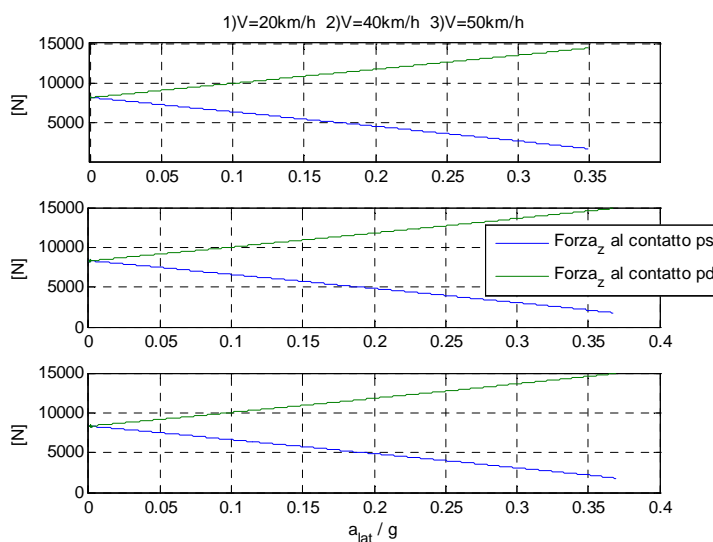


Figura 5.15- Forze di contatto verticali posteriori, trattrice sospesa.

Si noti da Figura 5.16 come le derivate aumentino con l'accelerazione laterale, poiché il veicolo necessita di maggiori forze laterali, ma non variano sensibilmente con la velocità di marcia, anche se a bassa velocità sono leggermente maggiori.

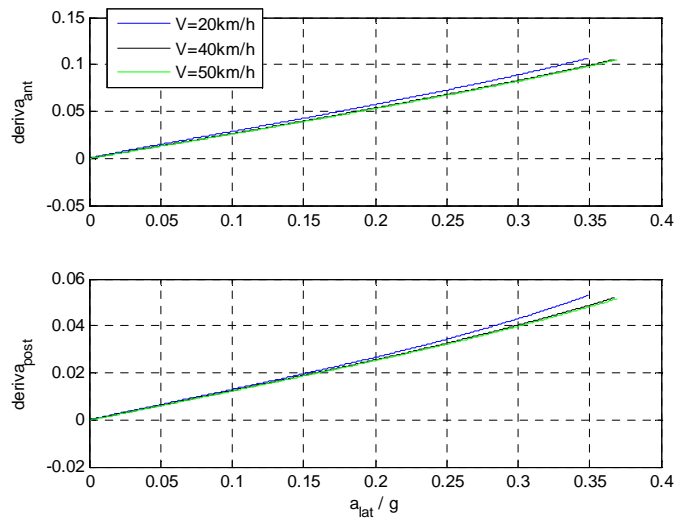


Figura 5.16- Derive pneumatici a varie velocità, trattrice sospesa.

In Figura 5.17 si ha l'angolo di assetto al variare dell'accelerazione laterale e dell'angolo di sterzo imposto. Esso è positivo a basse velocità, mentre assume valori negativi alle elevate, per via dei minori angoli di sterzo che si impongono.

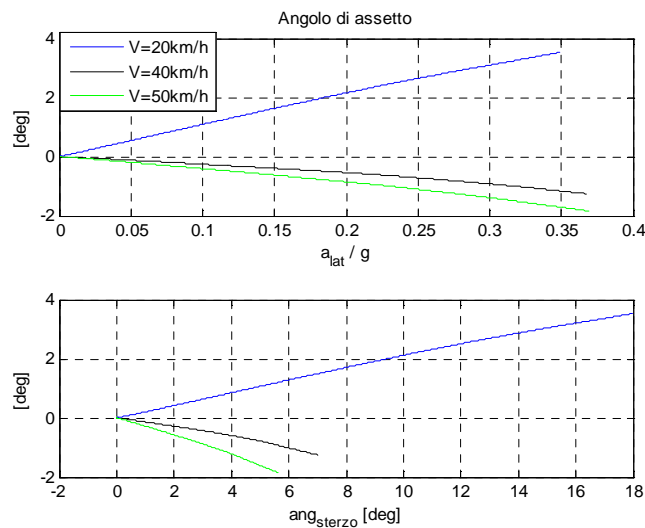


Figura 5.17- Angolo di assetto, trattrice sospesa.

L'angolo di rollio della cassa, riportato in Figura 5.18, aumenta con l'accelerazione laterale e non viene influenzato dalla velocità di marcia. Dunque dipende dalla sola rigidità al rollio della trattrice.

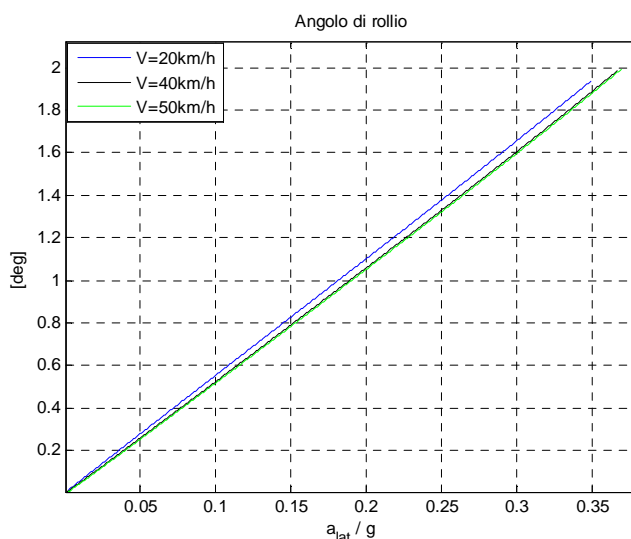


Figura 5.18- Angolo di rollio della cassa, trattrice sospesa.

Dagli Handling diagram di Figura 5.19 e dal coefficiente di sottosterzo di Figura 5.20, si nota come il comportamento della trattrice sospesa sia sottosterzante. La differenza di derive è infatti crescente con l'accelerazione laterale ed il coefficiente di sottosterzo rimane positivo.

Anche per la trattrice sospesa dunque sorge prima il problema di distacco della ruota che quello dell'eventuale variazione di comportamento. Questo comportamento, uguale a quello della trattrice tradizionale, è dovuto alla medesima geometria ed alla distribuzione dei carichi che le due trattrici hanno, che concentra il trasferimento di carico laterale soprattutto al posteriore.

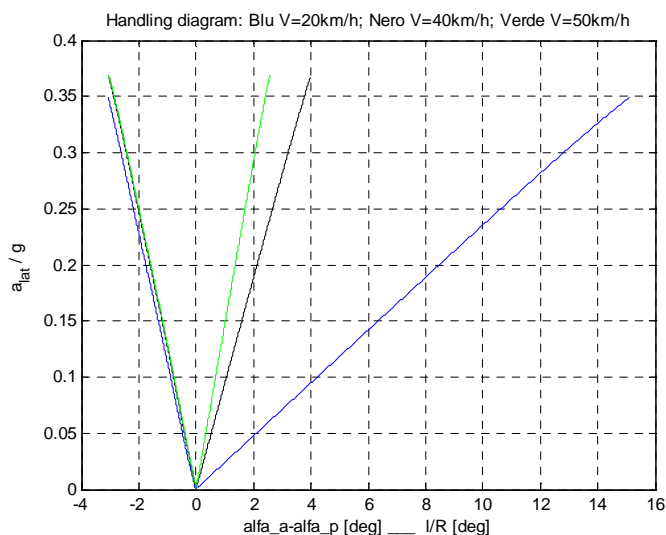


Figura 5.19- Handling diagram, trattrice sospesa.

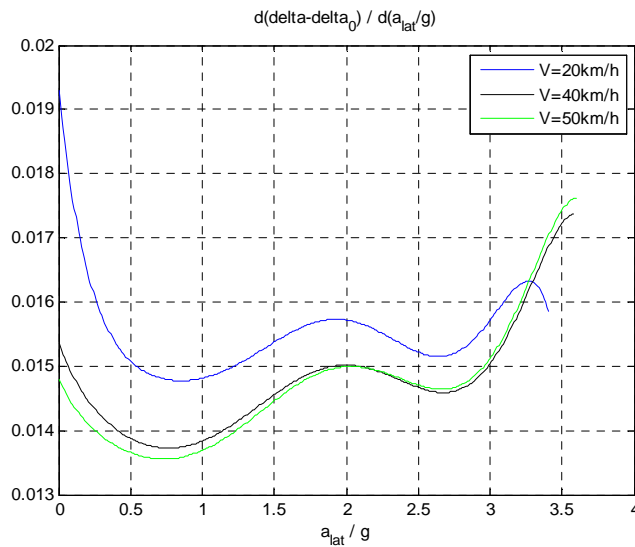


Figura 5.20- Derivata della differenza tra l'angolo di sterzo reale e il cinematico rispetto all'accelerazione laterale.

5.1.4- Risultati trattoria sospesa, modalità basculante

L'andamento delle forze di contatto al crescere dell'accelerazione laterale, rappresentato in Figura 5.21 e Figura 5.22, è ovviamente opposto tra le ruote esterne, dove crescono e le interne, dove invece decrescono.

La variazione di forze all'anteriore è molto limitata, per l'assenza di rigidità di rollio che la modalità basculante impone e per il fatto che le sospensioni forniscono un centro di rollio molto ribassato.

Le derivate di Figura 5.23 crescono con l'accelerazione laterale e risultano leggermente più elevate alle basse velocità.

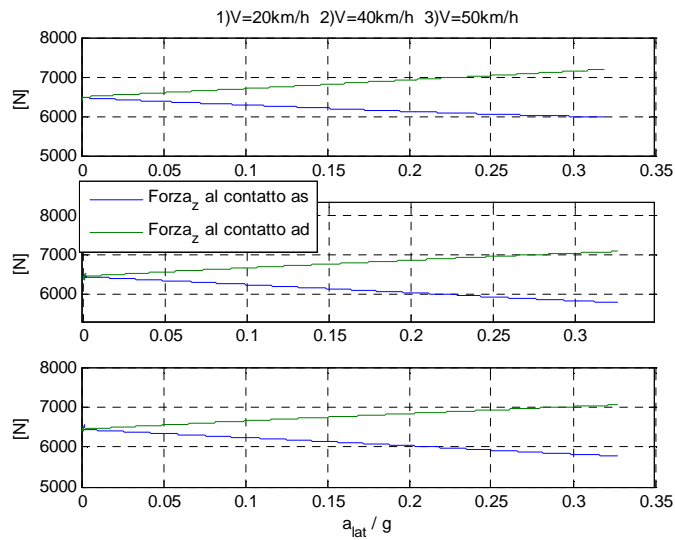


Figura 5.21- Forze contatto verticali anteriori, trattorice sospesa mod. basculante.

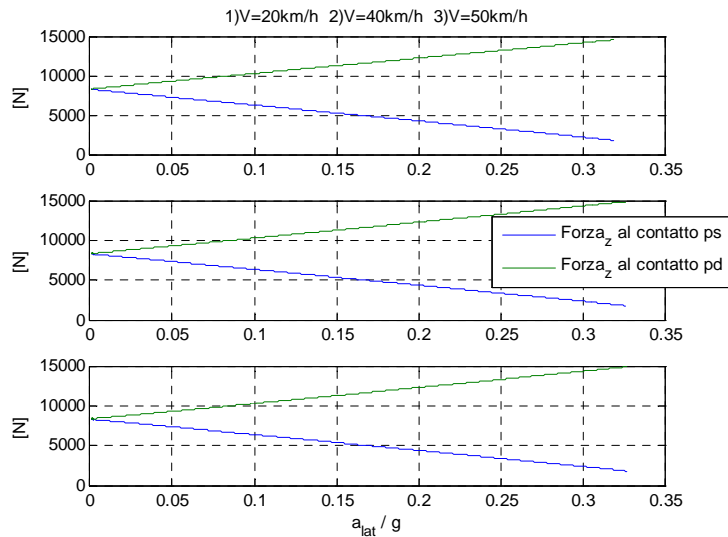


Figura 5.22- Forze contatto verticali posteriori, trattorice sospesa mod. basculante.

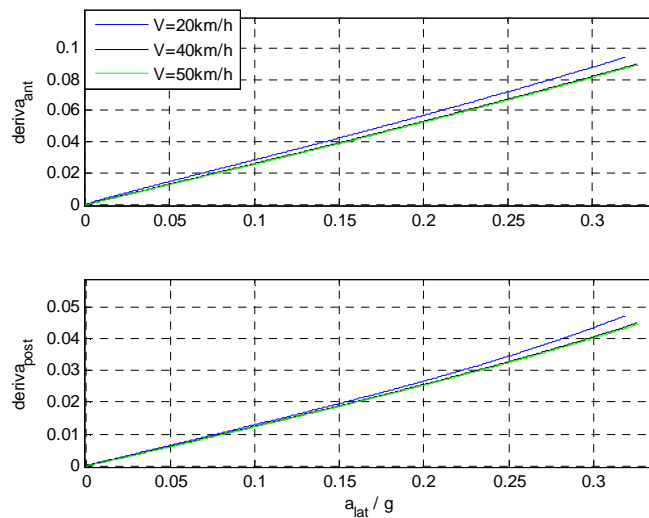


Figura 5.23- Derive anteriori e posteriori, trattoria sospesa mod. basculante.

L'angolo di assetto di Figura 5.24 assume valori negativi alle alte velocità, mentre sono positivi alle basse. Ciò è dovuto ai minori angoli di sterzo che si hanno per quest'ultime, analogamente ai casi precedenti.

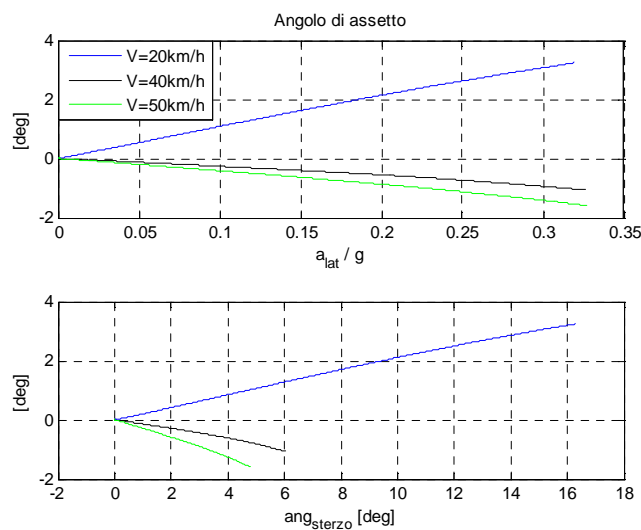


Figura 5.24- Angolo di assetto, trattoria sospesa mod. basculante.

La caratteristica del veicolo è sottosterzante, come si può apprezzare dall'Handling diagram di Figura 5.25 e dell'andamento del coefficiente di sottosterzo di Figura 5.26, che rimane sempre positivo. Per la prova a bassa velocità però quest'ultimo sembra tendere verso valori nulli o negativi, e potrebbe indicare un cambio di comportamento per accelerazioni laterali

maggiori, non indagabili a causa della bassa forza verticale raggiunta alla ruota posteriore sinistra.

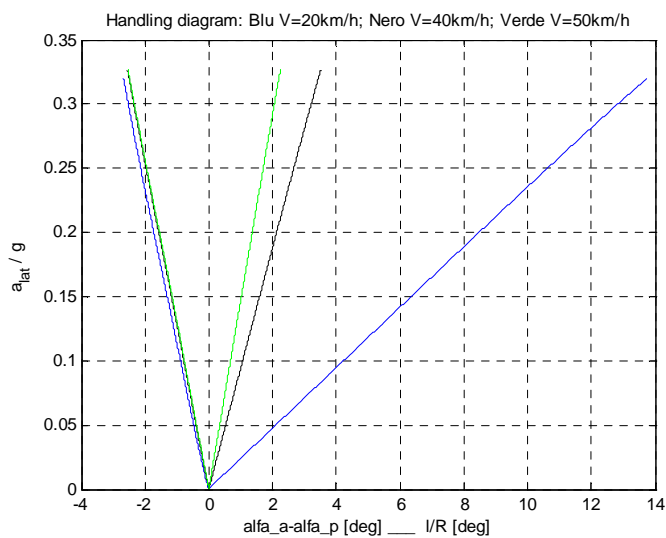


Figura 5.25- Handling diagram, trattrice sospesa mod. basculante.

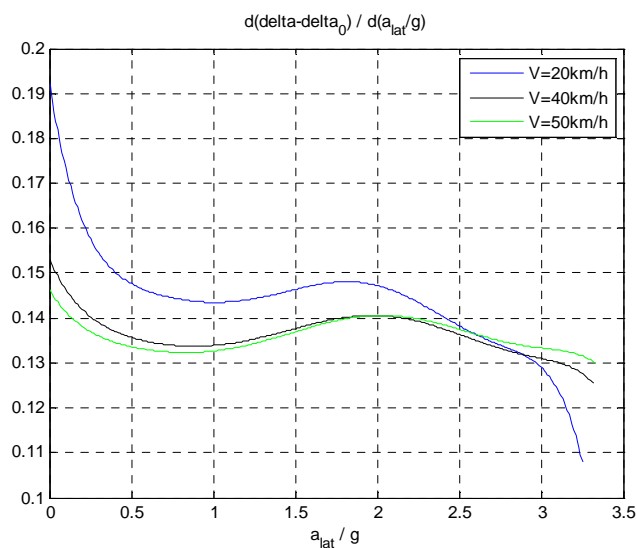


Figura 5.26- Derivata della differenza tra l'angolo di sterzo reale e il cinematico rispetto all'accelerazione laterale.

5.1.5- Confronto trattrici

Si proceda ora al confronto dei risultati di diverse trattrici, ottenute dalle prove a V=20km/h.

Per le forze al contatto verticali, da Figura 5.27 e Figura 5.28, si possono apprezzare gli effetti che la differente struttura della trattrice ha su di esse. All'anteriore il trasferimento di carico è maggiore per la trattrice tradizionale, che pur non avendo rigidità di rollio all'anteriore vi ha un centro di rollio molto alto. L'adozione delle sospensioni riduce il trasferimento di carico, poiché abbassa il centro di rollio, anche se la loro rigidità al rollio ne limita gli effetti. La trattrice sospesa in modalità basculante presenta il trasferimento di carico anteriore minore, in quanto unisce l'assenza di rigidità di rollio con un centro di rollio molto basso.

I risultati sono invece invertiti per le ruote posteriori, poiché i carichi globali da bilanciare sono costanti.

Questi effetti hanno una diretta conseguenza sui valori di accelerazione laterale raggiunti durante la prova, prima di raggiungere il limite minimo di forza al contatto. Essendo questo limite raggiunto al posteriore, la trattrice tradizionale, con meno trasferimento di carico in sua corrispondenza, lo raggiunge per accelerazioni laterali maggiori. Ciò è un aspetto positivo per la sicurezza dell'operatore in curva, poiché c'è meno rischio di ribaltamento laterale. Il rischio aumenta via via passando dalla trattrice sospesa standard a quella in modalità basculante.

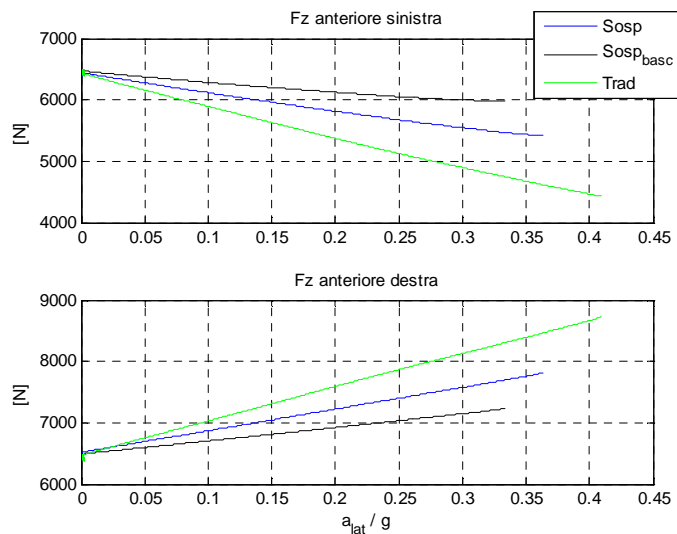


Figura 5.27- Forze verticali anteriori di contatto, V=20km/h.

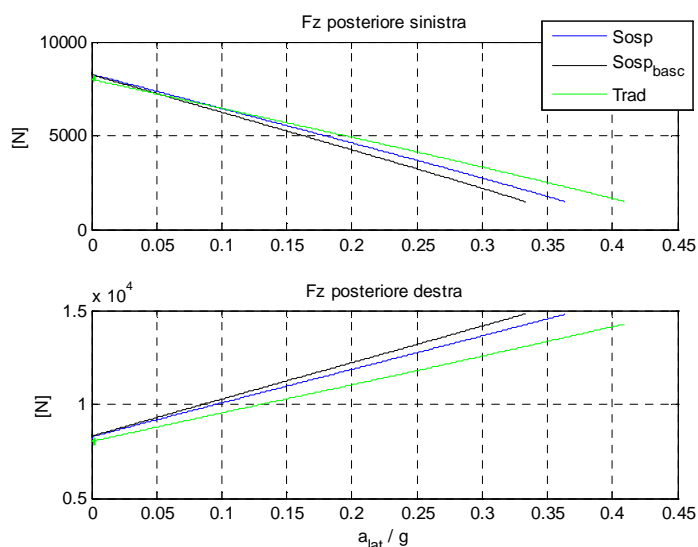


Figura 5.28- Forze verticali posteriori di contatto, V=20km/h.

Gli effetti del trasferimento di carico appena visto, sulle derive non sono apprezzabili. Esse al variare delle trattrici, come si può vedere in Figura 5.29, non presentano evidenti scostamenti; evidentemente le caratteristiche dei pneumatici, uguali su tutte le trattrici, sono tali da non farne risentire. Anche l'angolo di assetto, riportato in Figura 5.30, al variare dell'accelerazione laterale e dell'angolo di sterzo non presenta differenze tra le trattrici.

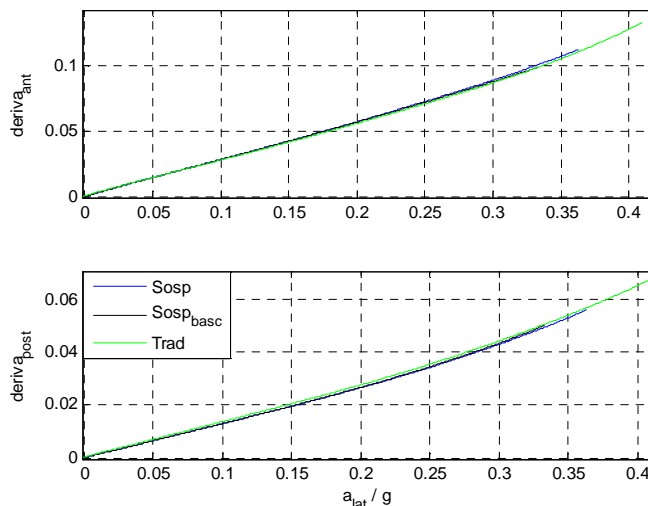


Figura 5.29- Derive anteriori e posteriori, V=20km/h.

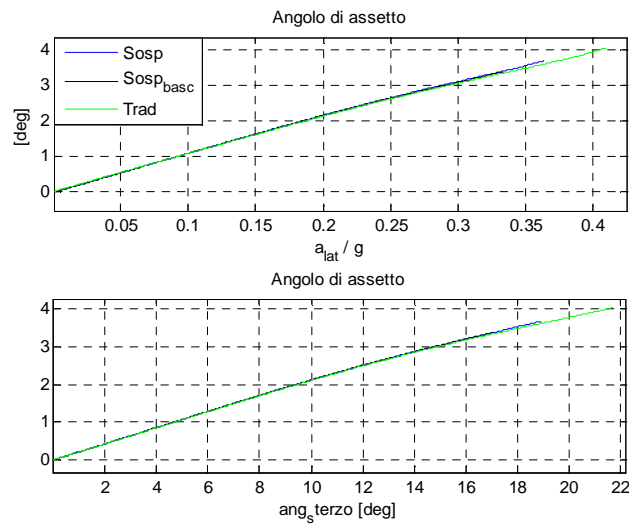


Figura 5.30- Angolo di assetto, $V=20\text{km/h}$.

L'angolo di rollio, riportato in Figura 5.31, essendo legato alla relativa rigidezza ed all'altezza del centro di rollio, è diverso tra le trattorie. In particolare per la tradizionale, più rigida e con centro di rollio più alto, assume valori limitati a pari accelerazione laterale.

Per le trattorie sospese l'abbassamento del centro di rollio anteriore, causato dalla geometria delle sospensioni, ha effetto negativo, aumentando il rollio a pari accelerazione laterale. In modalità basculante l'effetto è maggiore, in quanto non si ha alcun contributo di rigidezza all'anteriore.

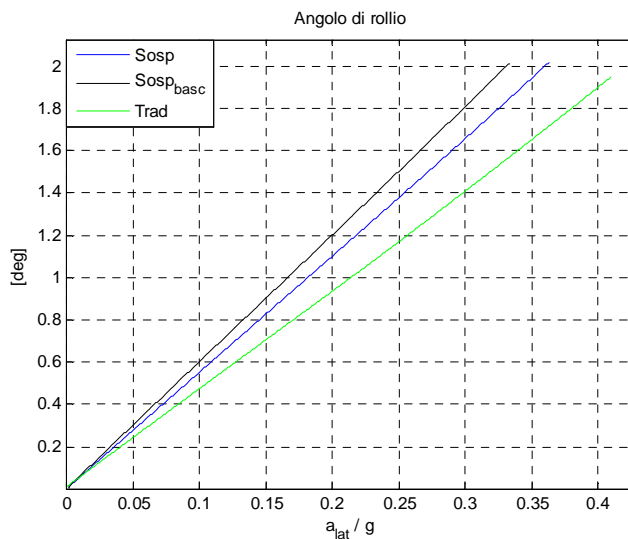


Figura 5.31- Angolo di rollio, $V=20\text{km/h}$.

Le caratteristiche di sottosterzata dei tre veicoli sono molto simili e ciò si vede dall'analisi di Figura 5.32 e Figura 5.33. Nel campo indagato le modifiche di architettura del veicolo non introducono particolari differenze ed il comportamento è molto influenzato dagli pneumatici, uguali tra le trattrici e che evidentemente sono tali da far risentire poco al veicolo i trasferimenti di carico, come visto per le derive.

Dal coefficiente di sottosterzo è possibile però vedere qualche di differenza di comportamento, in quanto quello della trattrice sospesa in modalità basculante, come già visto nell'analisi ad essa dedicata, sembra avere una tendenza ad evolvere verso valore nullo. Ciò rispetto alle altre trattrici, è spiegabile dal maggiore trasferimento di carico al posteriore, il cui effetto evidentemente si riesce a cogliere solo dalla valutazione diretta del coefficiente di sottosterzo.

Riguardo alla trattrice sospesa standard e tradizionale invece, nulla si può dire a riguardo.

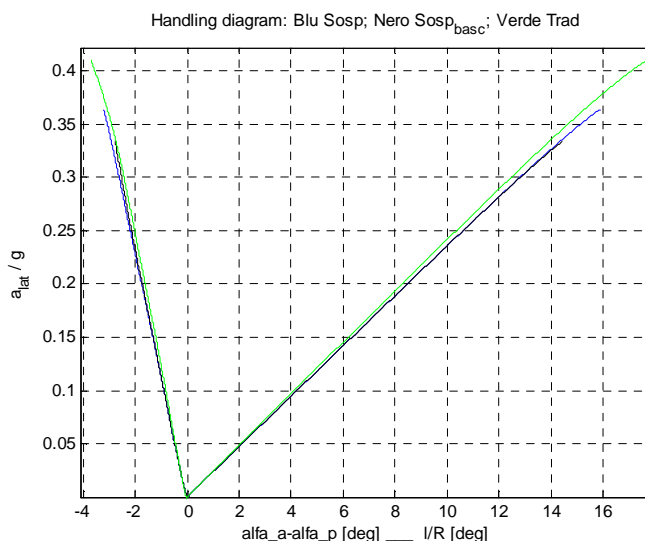


Figura 5.32- Handling diagram, V=20km/h.

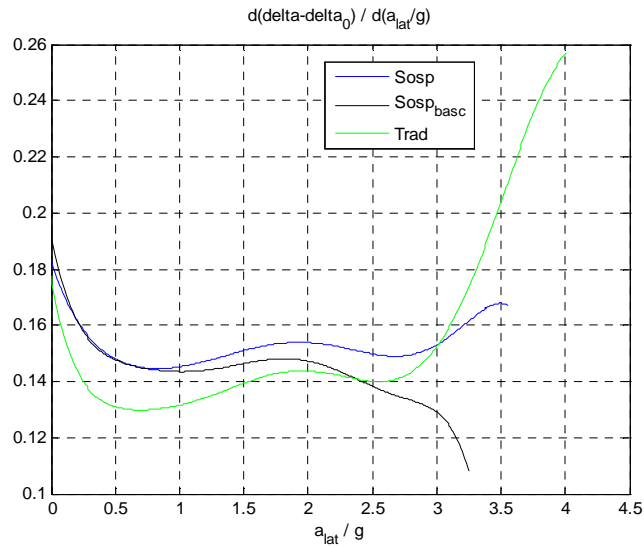


Figura 5.33- Derivata della differenza tra l'angolo di sterzo reale e il cinematico rispetto all'accelerazione laterale, $V=20\text{km/h}$.

Analizzate le prove a bassa velocità si passi ora all'analisi del comportamento delle trattrici a velocità maggiore.

L'andamento delle forze verticali di contatto con l'accelerazione laterale, rappresentato in Figura 5.34 e Figura 5.35, evidenzia un maggiore trasferimento di carico all'anteriore rispetto a quelle a minor velocità. Ciò consente in media di raggiungere accelerazioni maggiori a pari forza verticale minima tollerata. Le differenze di comportamento tra le varie trattrici rimangono uguali a quelle viste a bassa velocità. Ciò è vero anche analizzando le derivate anteriori e posteriori di Figura 5.36, che analogamente a quanto visto a bassa velocità, sono molto simili tra le varie trattrici.

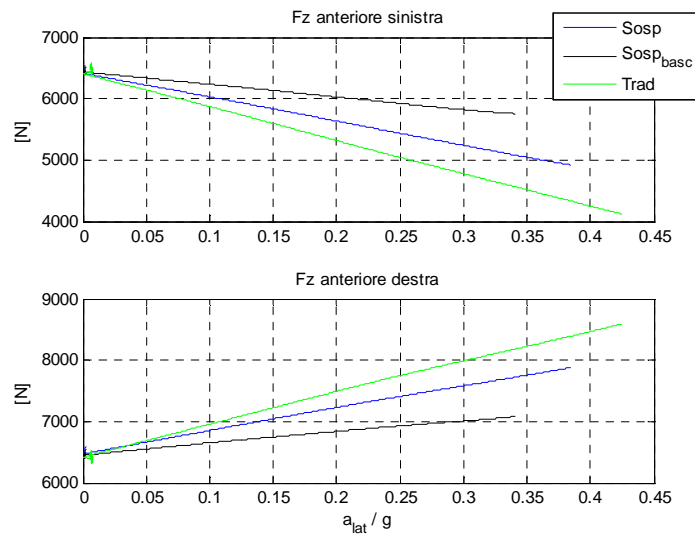


Figura 5.34- Forze di contatto anteriori, V=50km/h.

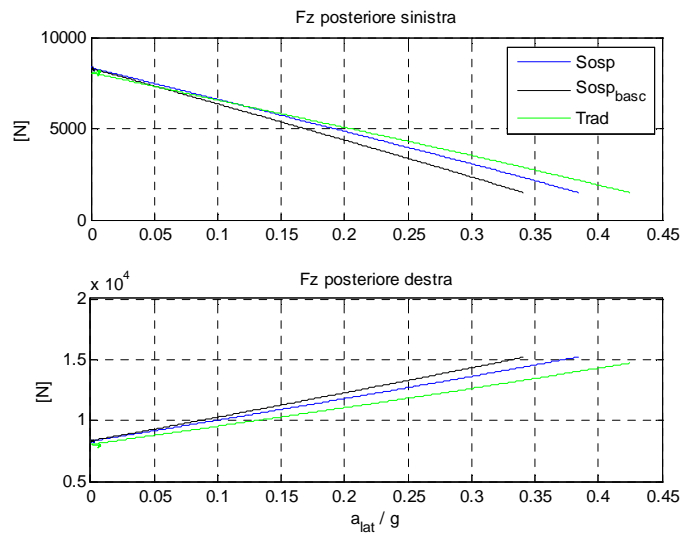


Figura 5.35- Forze di contatto posteriori, V=50km/h.

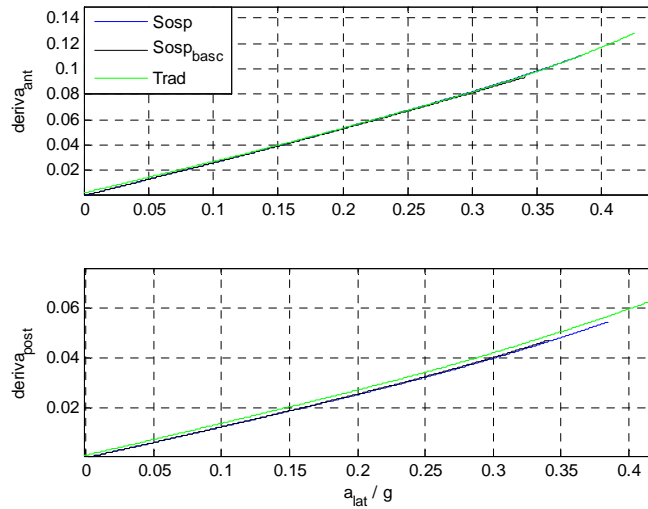


Figura 5.36- Derive anteriori e posteriori, $V=50\text{km/h}$.

Anche per l'angolo di assetto (Figura 5.37) l'andamento è analogo tra le varie trattorie, mentre per il rollio (Figura 5.38) gli andamenti rispecchiano quanto visto nelle prove a bassa velocità, con valori crescenti a pari accelerazione laterale, andando dalla sospesa basculante alla tradizionale.

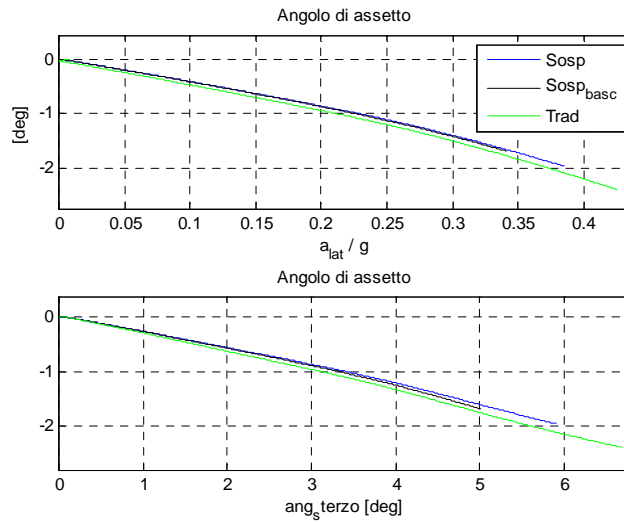


Figura 5.37- Angolo di assetto, $V=50\text{km/h}$.

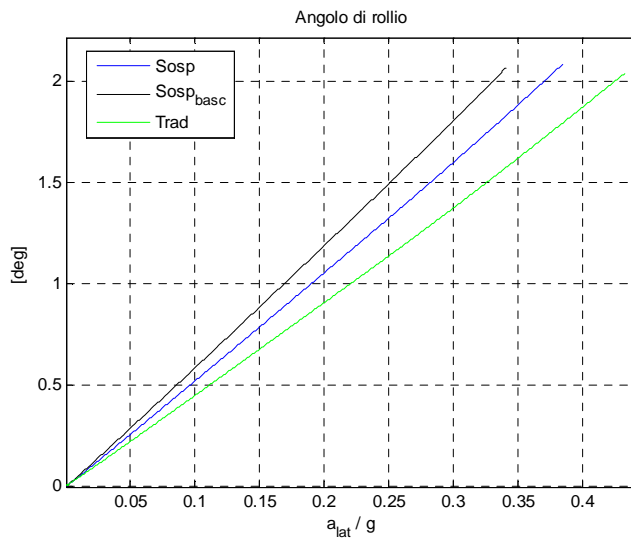


Figura 5.38- Angolo di rollio, V=50km/h.

La caratteristica sottosterzante anche a velocità maggiori rimane simile tra le trattrici, anche se la tradizionale mantiene per bassi livelli di accelerazione valori di coefficiente di sottosterzo (Figura 5.40) leggermente più bassi rispetto alle altre trattrici. In questo caso nulla si può dire su un eventuale cambio di comportamento della trattrice basculante, in quanto il coefficiente di sottosterzo ha andamento molto più regolare.

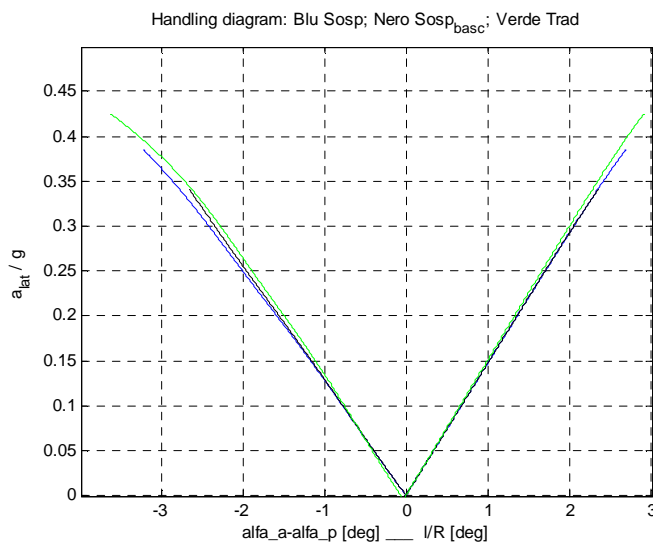


Figura 5.39- Handling diagram, V=50km/h.

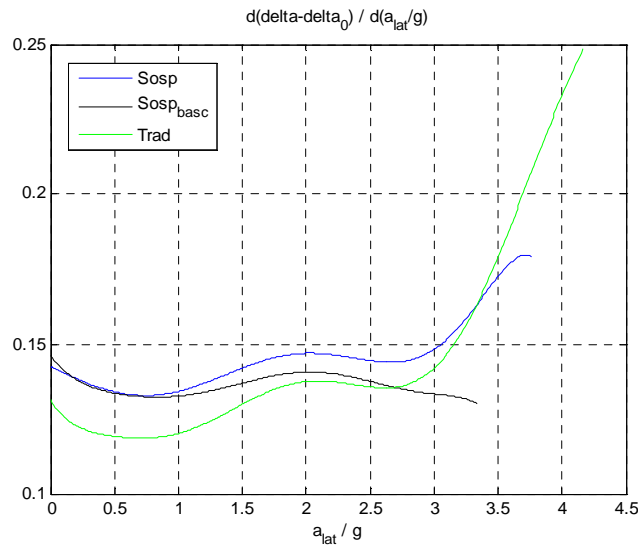


Figura 5.40- Derivata della differenza tra l'angolo di sterzo reale e il cinematico rispetto all'accelerazione laterale, $V=50\text{km/h}$.

Dunque l'analisi del comportamento in curva ed a regime delle tre diverse tratrici, non ha segnalato particolari diversità di comportamento, sia in una stessa trattrice al variare della velocità, che tra diverse tratrici a pari velocità. Risultati di questo tipo non possono che essere ricondotti alle caratteristiche degli pneumatici, che evidentemente non risentono a sufficienza degli effetti del trasferimento di carico.

Per avere conferma di ciò si riportano in Figura 5.41 e Figura 5.42 rispettivamente, l'andamento del rapporto tra le forze laterali e verticali dei pneumatici con la deriva, al variare del carico verticale agente sullo pneumatico, e l'andamento del rapporto tra rigidità di deriva e carico verticale, valutato a deriva nulla, al variare del carico stesso.

Si nota come gli pneumatici posteriori siano molto più performanti di quelli anteriori, in quanto hanno rigidità di deriva maggiore e poiché all'aumentare o al diminuire del carico verticale essa varia poco. Quest'ultima caratteristica in particolare rende praticamente nullo l'effetto del trasferimento di carico al posteriore, che non vi provoca un'apprezzabile aumento di deriva media rispetto al caso in cui non sia presente.

All'anteriore invece la spiccata asimmetria della rigidità di deriva al variare del carico, rende i suoi effetti significativi e per avere pari forza laterale in presenza di trasferimento di carico, le derive anteriori dovranno essere maggiori che in sua assenza.

Quanto detto giustifica il comportamento delle tratrici analizzate, che come detto divergono essenzialmente per il trasferimento di carico.

Le derive anteriori al crescere dell'accelerazione laterale, a causa delle minori performance degli pneumatici anteriori, aumenteranno più di quelle posteriori, determinando un comportamento sottosterzante del veicolo.

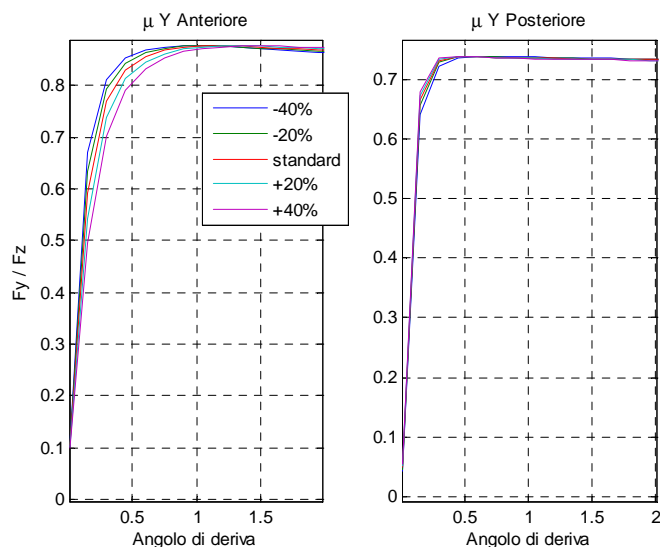


Figura 5.41- Variazione del rapporto tra le forze laterali e le verticali degli pneumatici con il carico.

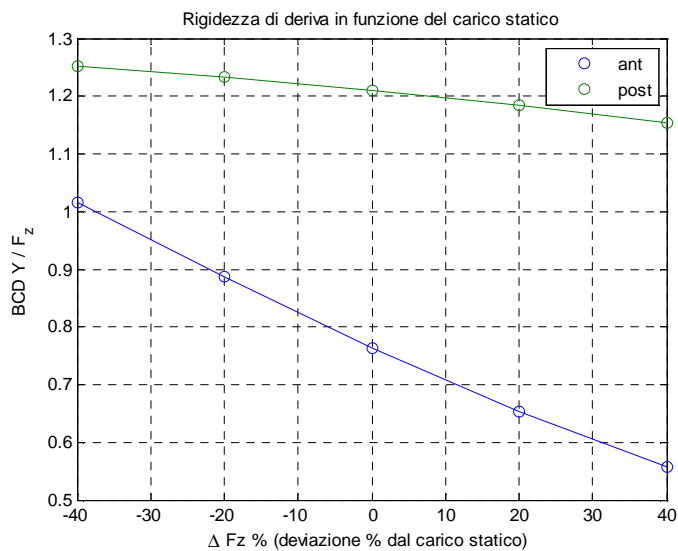


Figura 5.42- Variazione del rapporto tra rigidezza di deriva e carico verticale al variare del carico verticale.

Le prestazioni così differenti tra i pneumatici sono giustificate dal valore di carico verticale standard per i quali sono stati costruiti, che è presente nelle loro specifiche e che risulta essere:

- 1025 Kg per l'anteriore
- 1990 Kg per il posteriore

All'anteriore il carico statico che si ha su una ruota per la trattrice in configurazione scarica è circa 650kg, ed il rapporto con quello di targa è 0,63. Al posteriore il carico statico è circa 850kg e come si vede è molto inferiore al carico standard per le ruote posteriori, con il rapporto tra le due pari a 0,42. Questo fa sì che con trattrice scarica lo pneumatico posteriore lavori in campo lineare di variazione della rigidità di deriva rispetto al carico verticale.

Quanto detto è positivo per la sicurezza di marcia delle trattrici, in quanto il comportamento sottosterzante è l'unico intrinsecamente stabile in curva.

5.2 - Analisi comportamento dinamico delle trattrici

Per lo studio del comportamento dinamico delle trattrici si farà riferimento ad una prova di doppio cambio di corsia o sinusoidale, ispirata a quelle tipicamente usate in campo automobilistico [34]. L'obiettivo è valutare, anche in condizioni di manovre più rapide del pilota, la risposta del veicolo in termini di prestazioni.

5.2.1- Prova dinamica implementata

Come anticipato la prova implementata per la valutazione delle caratteristiche dinamiche dei veicoli è una sinusoidale su fondo liscio, caratterizzata da una ampiezza di 10m e da una lunghezza d'onda di 120m, utile a valutare le prestazioni relative tra le trattrici sospesa e tradizionale, guidate dal medesimo pilota.

La velocità scelta per l'effettuazione della prova è pari a 24km/h ed è sufficiente a raggiungere adeguati livelli di sollecitazione senza comportare il rischio di uscire dal campo di validità delle caratteristiche degli pneumatici, che si ricorda è definito da forze verticali agenti superiori a circa 1500N.

Tutti i dati relativi alla prova sono riportati in Tabella 5.2.

Trattrice	Prova	Fondo	Velocità [km/h]	Grandezze monitorate	Obiettivi
Tradizionale traz. posteriore	Sinusoide	Liscio	24	Ay, velocità di imbardata, angolo di assetto e forze verticali	Valutazione della risposta dinamica del veicolo. Si monitorano i picchi di Ay, angolo di assetto e velocità di imbardata, meglio se bassi. Si valuta poi il ritardo di una storia sull'altra, indice di prontezza del veicolo.
Sospesa traz. posteriore				Ay, velocità di imbardata, angolo di assetto e forze verticali	

Tabella 5.2- Prova di analisi comportamento dinamico, sinusoide.

Le grandezze monitorate sono le classiche delle prove dinamiche, come l'accelerazione laterale, la velocità di imbardata, l'angolo di assetto e le forze verticali di contatto ruota-terreno.

Per l'analisi dei risultati ci si riferisce a quanto riportato nella norma ISO7401 sulla prova di percorrenza sinusoide. Nel particolare si analizzano i picchi delle grandezze cinematiche in ogni quarto in cui può essere divisa la storia temporale. Tanto più essi saranno minori e tanto migliore sarà la risposta dinamica del veicolo, sia che si tratti di accelerazione laterale, che di velocità di imbardata o angolo di assetto.

Per la valutazione della prontezza del veicolo, la norma consiglia di considerare, per ciascun quarto, i ritardi tra i picchi delle storie temporali dell'accelerazione laterale e della velocità di imbardata rispetto a quelli di sterzo (eq. 5.11); un veicolo più pronto sarà caratterizzato da ritardi minori.

$$\begin{cases} T_i (\delta - a_y) \\ T_i (\delta - \dot{\psi}) \end{cases} \quad 5.11$$

Infine si valuteranno anche i picchi inferiori di forza verticale alle ruote, per valutare quanto la trattrice si avvicina alla condizione di distacco di una ruota, che abbiamo visto essere una condizione critica. Questo indice va invece massimizzato.

5.2.2- Analisi risposte trattrici nel tempo

Si procede dunque all'analisi dei risultati ottenuti dalle simulazioni del percorso a sinusoidale. Entrambe le trattrici riescono, alla velocità impostata di 24km/h, a percorrere la traiettoria desiderata, come si può vedere in Figura 5.43.

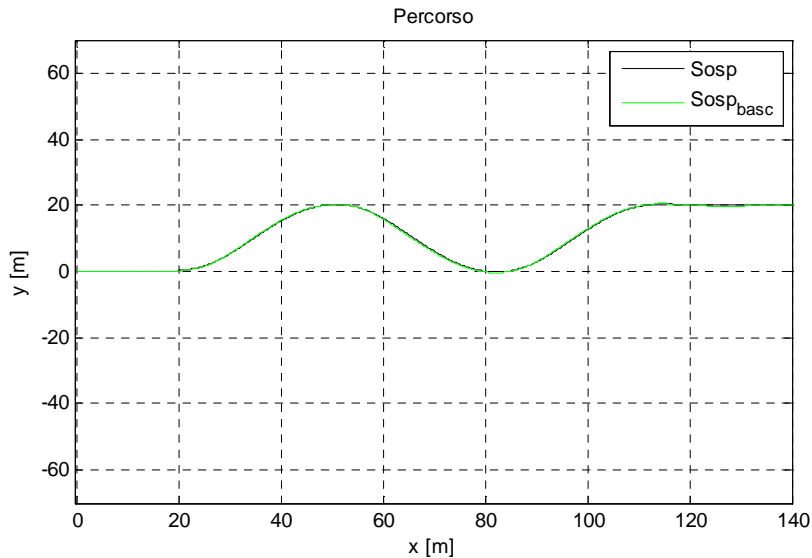


Figura 5.43- Percorso sinusoidale, confronto trattrici.

In Figura 5.44 e Figura 5.45 sono rappresentate le storie temporali delle forze di contatto verticali, rispettivamente anteriori e posteriori. Si può valutare l'effetto del diverso trasferimento di carico laterale che le due trattrici hanno all'anteriore ed al posteriore.

La tradizionale, priva di rigidità di rollio all'anteriore ma con un'altezza elevata del relativo centro, ha maggiore trasferimento di carico all'anteriore rispetto alla sospesa ed infatti le variazioni di forza all'anteriore sono superiori per la tradizionale.

Viceversa al posteriore è la sospesa ad avere le variazioni di forza maggiori, per effetto del maggior trasferimento di carico che ha al posteriore, dovuto al basso centro di rollio anteriore. Questo fa sì che i valori di forza raggiunti al posteriore dalla trattrice sospesa (vicini al limite minimo accettabile dal limite di validità del modello dei pneumatici) siano tali da avvicinarla alla condizione di distacco, maggiormente rispetto alla tradizionale.

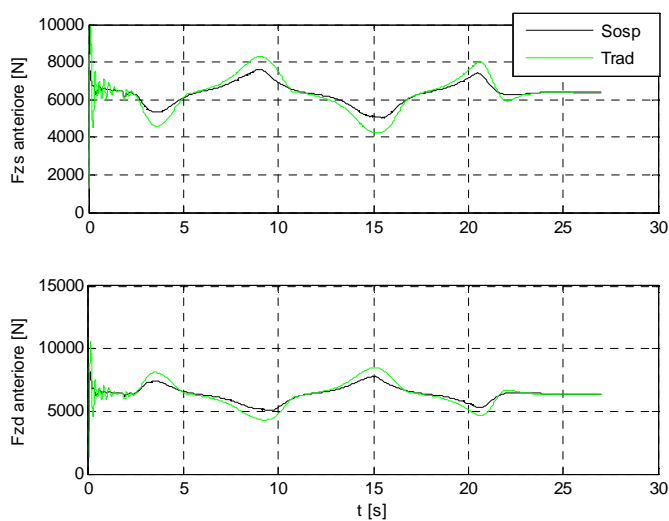


Figura 5.44- Forze di contatto verticali anteriori nel tempo, confronto trattrici.

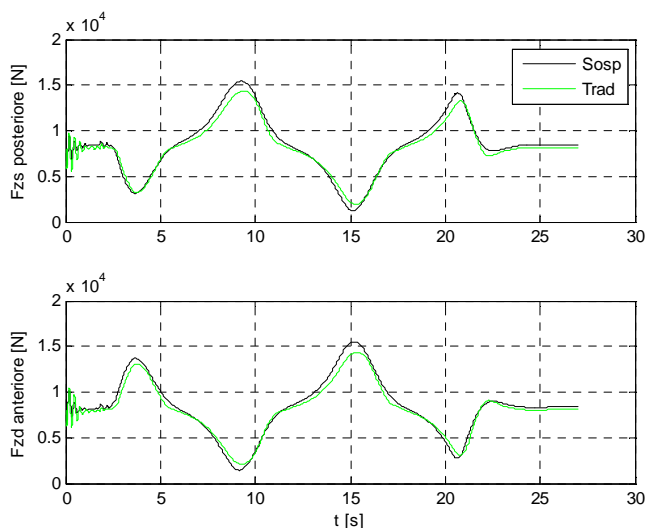


Figura 5.45- Forze di contatto verticali posteriore nel tempo, confronto trattrici.

Dall'analisi delle storie temporali dell'angolo di sterzo delle ruote (Figura 5.46) si nota come per la tradizionale siano necessari picchi di valore maggiore rispetto alla sospesa. Questo denota, a parità di pilota, di percorso e di velocità, una maggiore difficoltà del veicolo a stare in traiettoria.

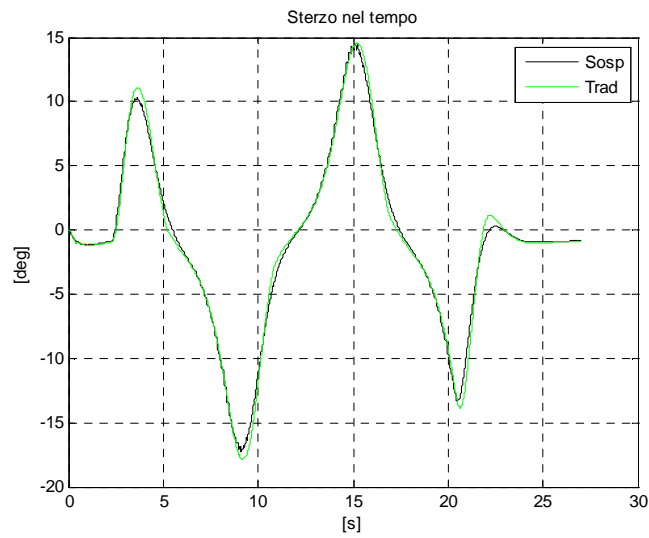


Figura 5.46- Angolo di sterzo nel tempo, confronto trattici.

Una conferma di quanto detto viene anche dall'analisi delle storie temporali dell'accelerazione laterale (Figura 5.47) e della velocità di imbardata (Figura 5.48). Esse infatti assumono ai picchi valori più elevati rispetto alla trattice sospesa, sebbene le differenze di valore, così come per l'angolo di sterzo, siano sempre contenute.

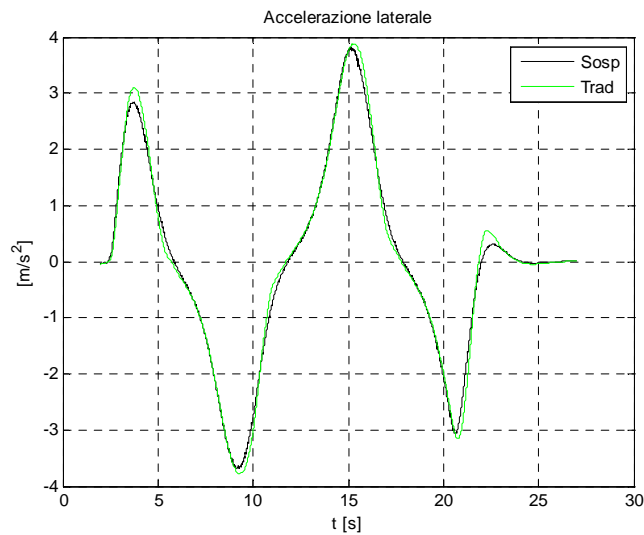


Figura 5.47- Accelerazione laterale nel tempo, confronto trattici.

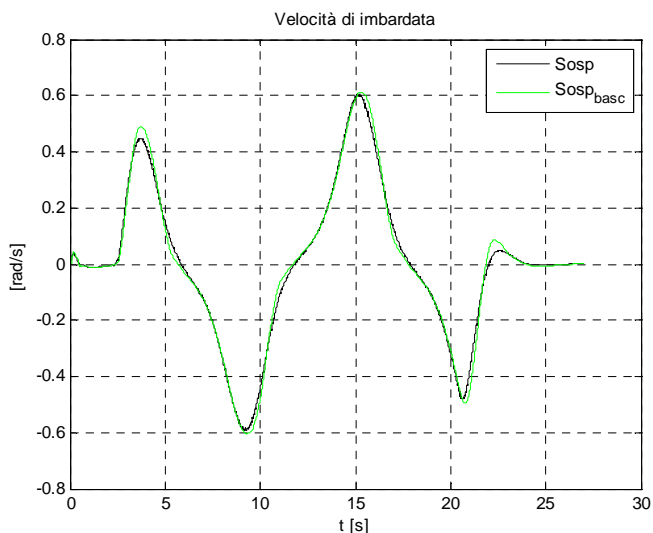


Figura 5.48- Velocità di imbardata nel tempo, confronto trattrici.

L'andamento dell'angolo di rollio della cassa, riportato in Figura 5.49, mette in evidenza la minor rigidezza di rollio globale della trattrice sospesa che, sebbene abbia livelli di accelerazione laterale minore ai picchi, raggiunge angoli di rollio maggiori. Solo in corrispondenza dell'ultimo picco il suo valore è maggiore per la trattrice tradizionale, in conseguenza alla maggiore differenza tra i valori delle accelerazioni laterali in sua corrispondenza.

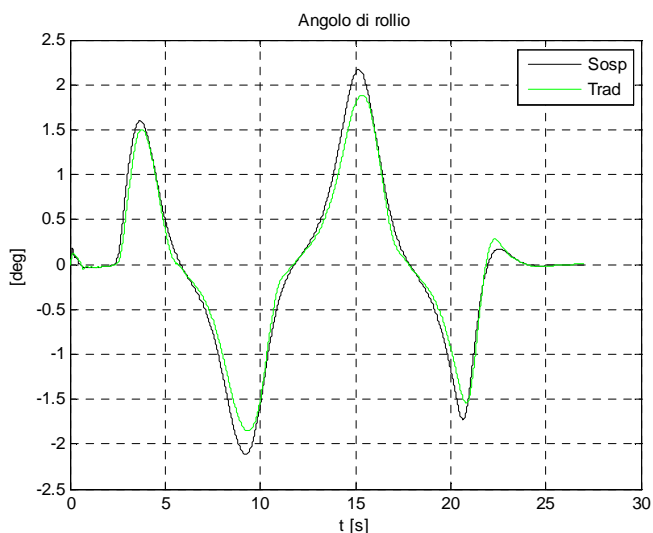


Figura 5.49- Angolo di rollio nel tempo, confronto trattrici.

L'andamento dell'angolo di assetto è riportato in Figura 5.50. La trattrice sospesa ha dei valori di picco maggiori rispetto alla tradizionale.

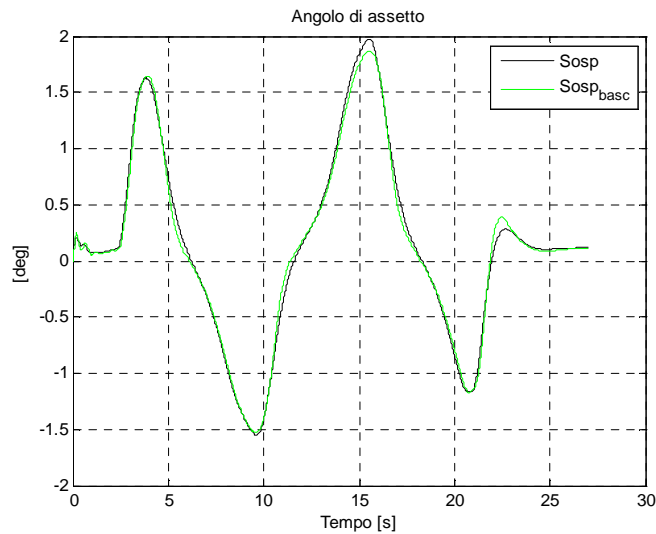


Figura 5.50- Angolo di assetto nel tempo, confronto trattrici.

Per analizzare la prontezza dei due veicoli ai comandi di sterzo è opportuno, come suggerito dalla norma ISO7401, andare a valutare per ciascuno dei quattro picchi massimi che si hanno nelle storie temporali, i ritardi tra quelli di accelerazione e velocità di imbardata rispetto a quello di sterzo. Questo confronto è rappresentato in Figura 5.14.

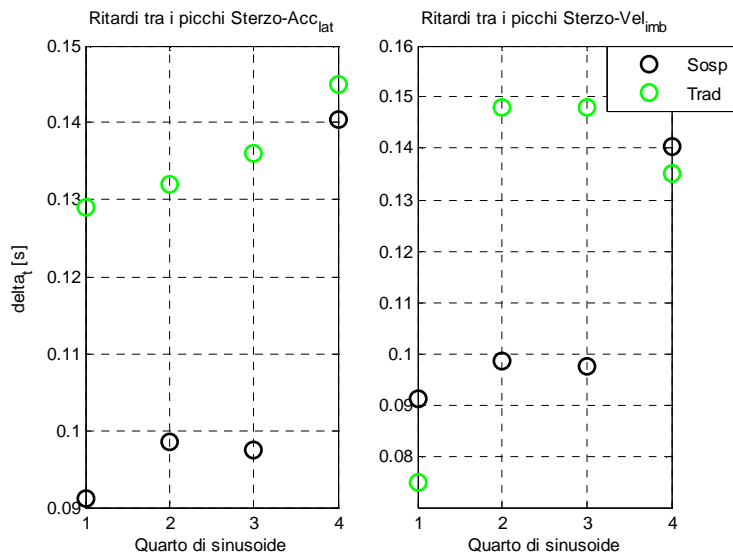


Figura 5.51- Ritardi tra i picchi delle storie temporali di sterzo e, rispettivamente accelerazione laterale e velocità di imbardata.

Si noti come la trattrice sospesa presenti ritardi temporali minori tra le storie e ciò è indice di un veicolo che è più pronto nella risposta ai comandi dello sterzo. La prontezza è una proprietà positiva per un veicolo, soprattutto per veicoli sottosterzanti come nel caso in esame.

Per quanto riguarda gli aspetti dinamici quindi, dalla prova impostata si evince che la trattrice sospesa presenta un comportamento generalmente migliore rispetto alla tradizionale per quanto riguarda le sue variabili cinematiche, in quanto presenta picchi di accelerazione laterale massima e di velocità di imbardata inferiori. Risulta inoltre più rapida nella risposta ai comandi che il pilota dà tramite lo sterzo.

Per contro presenta invece una maggiore tendenza al sollevamento ruota, dovuta al maggiore trasferimento di carico al posteriore, ed un maggiore coricamento della cassa. In questo senso la trattrice tradizionale ha maggiori doti di sicurezza.

5.3 – Conclusioni analisi di Handling

Nella risposta a regime in curva tutte le trattrici hanno mostrato comportamento sottosterzante. La tradizionale ha comunque mostrato le prestazioni migliori, in quanto garantisce, a fronte di una medesima caratteristica sottosterzante, un trasferimento di carico al posteriore minore, che allontana il rischio di sollevamento ruota.

Inoltre la rigidità al rollio complessivamente maggiore rispetto alle altre trattrici limita il rollio stesso e quindi il coricamento laterale della cassa.

La trattrice sospesa standard ha invece mostrato un comportamento intermedio tra quello della tradizionale e quello della sospesa basculante, per la quale invece il rischio di sollevamento ruota ed il coricamento della cassa sono maggiori.

Un limite di tutte le trattrici è rappresentato dall'alta posizione del baricentro e dalla carreggiata stretta, che limitano i livelli di accelerazione laterale raggiungibili a causa del sollevamento di una ruota.

La risposta dinamica nella sinusoide ha evidenziato invece una migliore tenuta della trattrice sospesa, che presenta picchi di accelerazione laterale e velocità di imbardata minori rispetto alla tradizionale. Essa risulta essere inoltre più pronta nella risposta agli ingressi del pilota.

Per contro la tradizionale consente di essere maggiormente in sicurezza rispetto al sollevamento ruota, anche se, in caso esso avvenisse non risente del coricamento sulla sala visto nel capitolo 3.

6. Confronto complessivo tra trattrici

Dalle analisi di ribaltamento statico, comfort ed handling effettuate e sulla base delle prestazioni ottenute, è possibile formulare un giudizio sulla trattrice da frutteto con l'assale anteriore sospeso.

Nel ribaltamento, al primo distacco di una ruota, la trattrice sospesa ha mostrato maggiori prestazioni in presenza di carichi sporgenti lateralmente, come ad esempio avviene montandovi una potatrice (Figura 3.55, Tabella 3.5), mentre con carichi centrati ha un comportamento leggermente peggiore rispetto alla tradizionale, dovuto al maggiore trasferimento di carico al posteriore, in quanto il centro di rollio anteriore è più basso. La presenza delle sospensioni all'anteriore, con la loro rigidità di rollio, non è sufficiente a bilanciare questo effetto, ma ne attenua le conseguenze. Le pendenze limite di ribaltamento completo sono superiori a quelle della trattrice tradizionale (Tabella 3.6).

Complessivamente essendo molto critiche le configurazioni con carichi sporgenti (si veda Figura 3.20 per la tradizionale) ed avendo la sospesa sempre migliori prestazioni sul ribaltamento completo, la sospensione dell'anteriore porta ad un miglioramento delle condizioni di sicurezza dell'operatore. L'utilizzo della trattrice sospesa in modalità basculante ha però evidenziato doti anti ribaltamento peggiori della tradizionale (Tabella 3.7, Tabella 3.8), bisogna perciò fare attenzione al suo utilizzo in condizioni di forte pendenza.

L'analisi di comfort ha evidenziato ulteriori benefici dell'adozione dell'assale anteriore sospeso.

Le simulazioni di passaggio su ostacolo concentrato hanno evidenziato la capacità delle sospensioni di isolare in modo soddisfacente la cassa del veicolo dai disturbi provenienti dalle ruote anteriori (Figura 4.85) e di agire positivamente sui disturbi laterali (Figura 4.90). Ciò permette alla trattrice sospesa di ottenere picchi di accelerazione laterale minori.

La presenza del posteriore non sospeso rende però molto simile la risposta delle due trattrici rispetto agli ingressi posteriori in direzione verticale (Figura 4.85) ed i relativi picchi massimi di accelerazione sono molto simili.

La trattrice sospesa infine consente di ottenere miglioramenti nell'aderenza delle ruote con il suolo (Figura 4.89 e Figura 4.91), ed è meno soggetta alle deviazioni laterali che il passaggio su un ostacolo asimmetrico produce (Figura 4.92).

Le simulazioni di passaggio su irregolarità mostrano, in analogia con quanto visto per le prove di passaggio su ostacolo, migliori prestazioni della trattrice sospesa in termini di comfort (Figura 4.93 e Figura 4.96) e di road holding (Figura 4.94 e Figura 4.97) in ciascuna configurazione di carico, con dei

miglioramenti sul discomfort che arrivano fino al -34%, mentre per il road holding fino al -38%.

La trattrice sospesa in modalità basculante non ha evidenziato, nelle simulazioni svolte, degli svantaggi rispetto alla trattrice tradizionale nel discomfort e nel road holding (Figura 4.106 e Figura 4.107), sebbene rispetto alla sospesa gli indici siano peggiori.

Dall'analisi degli indici globali di prestazioni (Figura 4.109 e Figura 4.110) si può notare come la trattrice sospesa abbia le prestazioni medie migliori, seguita dalla sospesa basculante e dalla tradizionale.

Le analisi di comportamento a regime in curva delle trattrici non hanno evidenziato particolari differenze di comportamento, evidenziando in tutte e tre le varianti considerate una caratteristica sottosterzante (Figura 5.33 e Figura 5.40). Da questo punto di vista l'adozione dell'anteriore sospeso e della modalità basculante non presentano particolari problematiche.

Le differenze più significative si notano invece nella tendenza delle trattrici a perdere il contatto della ruota posteriore ad interno curva. La trattrice tradizionale permette infatti, grazie ad un minor trasferimento di carico posteriore, di poter raggiungere livelli di accelerazione laterale maggiore (Figura 5.27 e Figura 5.28) e questa è una importante caratteristica in favore della sicurezza. La trattrice sospesa in questo senso presenta un comportamento leggermente peggiore, mentre la sospesa in modalità basculante ha le prestazioni minori tra le tre.

Il comportamento dinamico evidenziato dalla trattrice sospesa è complessivamente migliore di quello della tradizionale, in quanto nell'esecuzione del percorso ha avuto picchi di angolo di sterzo, accelerazione laterale e di velocità di imbardata minori (Figura 5.47, Figura 5.48 e Figura 5.46), che evidenziano una maggiore capacità di tenuta della traiettoria.

Anche nella prontezza di risposta ai comandi del pilota la trattrice sospesa mostra migliori prestazioni (Figura 5.51), in quanto i ritardi nella risposta della trattrice sono minori.

Se si monitorano le forze verticali infine la trattrice sospesa torna ad essere maggiormente soggetta al pericolo di distacco ruota (Figura 5.44 e Figura 5.45), come visto anche dall'analisi a regime.

Globalmente la trattrice sospesa presenta quindi numerosi aspetti vantaggiosi rispetto a quella tradizionale, messi in luce dalle analisi svolte:

- Migliore comportamento al ribaltamento statico
- Migliori prestazioni di comfort
- Migliore aderenza delle ruote al terreno in presenza di irregolarità
- Migliore comportamento dinamico nel mantenimento di traiettoria

- Migliore prontezza del veicolo

Altri non sono invece stati analizzati in questo lavoro, come le maggiori capacità sterzanti che essa presenta, legata al maggiore angolo di sterzo che le ruote anteriori possono raggiungere.

Vi sono aspetti invece per i quali le sue prestazioni sono inferiori rispetto alla tradizionale, che riguardano essenzialmente la maggiore tendenza della trattrice sospesa al distacco ruota durante il moto in curva.

Complessivamente comunque i miglioramenti ottenibili giustificano pienamente il progetto di creazione della trattrice sospesa, considerando anche i margini di miglioramento ampi, che un ulteriore sviluppo del progetto può sfruttare.

L'utilizzo della trattrice sospesa in modalità basculante risulta invece più critico, in quanto sebbene presenti alcuni miglioramenti rispetto alla tradizionale (migliori prestazioni di comfort e di aderenza delle ruote al terreno in presenza di irregolarità), sono di entità nettamente minore rispetto a quelli riscontrati per la trattrice sospesa standard. Inoltre ha alcune criticità che devono essere tenute in considerazione:

- Maggiore rischio di ribaltamento rispetto alle altre trattrici
- Maggiore tendenza al distacco ruota durante il moto in curva

Tenuto conto di tutto ciò, l'utilizzo della modalità basculante, come effettivamente previsto dal costruttore, può essere limitato alle situazioni in cui sia necessario per esigenze lavorative, in assenza di forti pendenze nel terreno lavorato. In questo modo può rappresentare una valida opzione per l'operatore che in futuro si troverà ad utilizzare la trattrice con l'anteriore sospeso.

Conclusioni e sviluppi futuri

Oggetto del presente lavoro di tesi è stata la valutazione delle prestazioni di una trattrice innovativa del SAME Deutz-Fahr group. La trattrice innovativa si differenzia dalla trattrice attualmente in produzione in quanto la sala anteriore basculante è sostituita da un sistema di sospensioni idropneumatiche indipendenti con schema a quadrilatero.

Sono stati affrontati tre principali temi:

- caratterizzazione del modello di sospensioni e la costruzione di un modello numerico che possa essere integrato in uno pre-esistente
- analisi delle prestazioni al ribaltamento delle due trattrici
- analisi delle prestazioni di comfort ed handling

La caratterizzazione delle sospensioni e del relativo circuito idropneumatico, ha permesso di valutare l'effetto dei parametri del circuito sulle caratteristiche di rigidità e smorzamento della sospensione. I parametri più significativi del sistema sono di tipo geometrico (rapporto cinematico delle sospensioni) e termodinamico (pressioni di riempimento accumulatori e pressioni di controllo). Il modello numerico delle sospensioni è stato realizzato in ambiente Matlab – Simulink tenendo conto di tutte le maggiori non linearità che le caratterizzano.

Il problema del ribaltamento statico delle trattrici è stato affrontato attraverso la realizzazione di due modelli di calcolo basati sulla definizione dei centri di rollio delle trattrici e delle rigidità torsionali ad essi associate. Questo approccio ha consentito la creazione di due modelli concettualmente analoghi, che si differenziano solo per la modellazione delle due diverse soluzioni adottate per la sala anteriore (basculante per la trattrice tradizionale e con sospensioni a quadrilateri indipendenti per quella innovativa). Il modello costruito per la trattrice tradizionale è stato validato, per le situazioni più critiche di ribaltamento laterale, tramite prove sperimentali appositamente realizzate. Le prove hanno evidenziato una buona corrispondenza tra le previsioni delle inclinazioni limite per il distacco delle ruote date dal modello numerico e i risultati sperimentali. La caratterizzazione delle sospensioni effettuata precedentemente, è stata utilizzata per descrivere la loro risposta al rollio della cassa nel caso di trattrice innovativa.

Il confronto dei risultati ha evidenziato complessivamente prestazioni migliori per la trattrice sospesa, che migliora sensibilmente nelle situazioni più critiche rispetto alla tradizionale, soprattutto in presenza di carichi avanzati e sporgenti con sbalzo laterale. L'analisi della trattrice sospesa in modalità basculante ne ha evidenziato le prestazioni peggiori, poiché unisce i difetti di entrambe le trattrici.

Per valutare le prestazioni dinamiche delle due trattrici, è stato realizzato un modello numerico della trattrice sospesa, ottenuto sulla base di quello pre-esistente della trattrice tradizionale, integrandovi il modello di sospensioni precedentemente costruito.

Sono state quindi analizzate le prestazioni di comfort di entrambe le trattrici, simulando passaggio su ostacolo concentrato ed irregolarità, facendo variare anche la configurazione di carico delle trattrici. Per la sospesa è stata svolta un'analisi sullo smorzamento, eseguita anche con l'ausilio di un modello linearizzato di veicolo. L'analisi ha permesso di individuare un range di valori di smorzamento che consentono di ottenere, al variare della configurazione della trattrice e del terreno su cui si muove, buone prestazioni dinamiche del veicolo. È stato inoltre evidenziato come il mantenimento di uno smorzamento adimensionale costante (definito come frazione dello smorzamento critico) possa garantire prestazioni migliori rispetto a mantenere costante lo smorzamento fisico.

Dal confronto effettuato tra le due trattrici è stato evidenziato un miglior livello di comfort della trattrice sospesa, che consente di abbassare considerevolmente i disturbi laterali misurati in cassa. Tuttavia, a causa della presenza della sala posteriore non sospesa, la sospensione della sala anteriore non presenta significativi miglioramenti in verticale. La sospensione dell'assale anteriore permette infine di avere prestazioni migliori nel Road Holding.

L'analisi di comfort ha riguardato anche la trattrice sospesa in modalità basculante, che da un confronto ha evidenziato prestazioni intermedie tra la trattrice tradizionale e la sospesa.

Le simulazioni effettuate per caratterizzare il comportamento a regime in curva delle trattrici, hanno evidenziato per ognuna una caratteristica sottosterzante, che non cambia nemmeno in conseguenza a delle variazioni di velocità. Questi risultati sono da ricondursi all'uguale tipologia degli pneumatici montati su ognuna di esse ed alle maggiori prestazioni che gli pneumatici posteriori garantiscono rispetto agli anteriori.

Tutte le trattrici hanno evidenziato la tendenza al distacco della ruota posteriore interna curva al crescere dell'accelerazione laterale, a causa dell'alto baricentro e della carreggiata stretta che hanno. La trattrice tradizionale risente in modo minore di ciò, in quanto presenta un trasferimento di carico minore al posteriore, mentre quella sospesa in modalità basculante risulta essere la più critica.

Nelle simulazioni effettuate per caratterizzare la risposta dinamica dei veicoli, il veicolo sospeso ha mostrato minore difficoltà nel mantenimento della traiettoria ed una maggiore prontezza nella risposta ai comandi del pilota.

Si propongono possibili sviluppi per il futuro:

- Caratterizzazione di alcuni componenti del circuito idraulico, come ad esempio le strozzature che introducono le perdite di carico. Di particolare interesse potrebbe essere lo studio della dinamica di quelle a sezione variabile, per valutare l'applicazione di controlli più sofisticati sullo smorzamento.
- Creazione di un banco prova per valutare le caratteristiche del circuito idraulico e per poter svolgere una campagna sperimentale di valutazione degli effetti legati alla variazione dei suoi parametri fondamentali. Sarebbe possibile inoltre validare sperimentalmente e migliorare il modello numerico di circuito costruito.
- La valutazione di modifiche da apportare ai parametri dell'attuale circuito idropneumatico ed alla geometria delle sospensioni, con l'obiettivo di migliorare le caratteristiche delle sospensioni in quegli aspetti che al momento penalizzano le prestazioni della trattrice sospesa, legati prevalentemente alla non sufficiente rigidità di rollio.
- La valutazione della possibilità di impostare uno smorzamento diverso tra i moti in compressione ed elongazione della sospensione.
- L'esecuzione di prove di comfort sulla trattrice tradizionale, per verificarne il livello e confrontarlo con quanto stimato dal modello numerico.

Si suggerisce inoltre di valutare la possibilità di modificare il circuito di livellamento delle sospensioni, rendendo indipendenti tra loro le camere dei cilindri. L'attuale schema a camere collegate potrebbe creare problemi di sicurezza qualora il livellamento non avvenisse in piano.

Appendice A

Per valutare la posizione del baricentro corretta è stata eseguita un'analisi sperimentale sulla trattrice da frutteto "Lamborghini RF.100", presso il centro di ricerca dell'ente CRA (Centro Ricerca e Agricoltura) [25] di Treviglio, della quale si riportano gli aspetti fondamentali nell'appendice A.

Nella preparazione della trattrice sono stati montati gli stessi pneumatici considerati nel modello di calcolo e sono stati portati, sia all'anteriore che al posteriore, ad un livello di pressione unico e pari ad 1,5bar. Inoltre è stato riempito il serbatoio del carburante e posizionati sul sedile di guida dei pesi, per un totale di 75kg, che rappresentano il pilota.

La trattrice è stata posta con ciascuna ruota sopra ad una bilancia, che vi rileva il peso gravante. Grazie a queste misure è possibile risalire alla posizione laterale e longitudinale del baricentro sfruttando semplici equilibri del corpo posteriore della trattrice. Facendo riferimento a Figura A.0.1 e scrivendo gli equilibri di rotazione attorno alla cerniera basculante si ottengono le relazioni:

$$\begin{cases} (F_{zpd} - F_{zps})c_p + (F_{zad} - F_{zas})c_a + mg \cdot y_g = 0 \\ (F_{zad} + F_{zas})p - mg \cdot p_p = 0 \end{cases} \quad 0.1$$

Dalla 3.26 si possono ricavare le grandezze y_g e p_p che rappresentano la posizione laterale e longitudinale del baricentro dal centro sala posteriore.

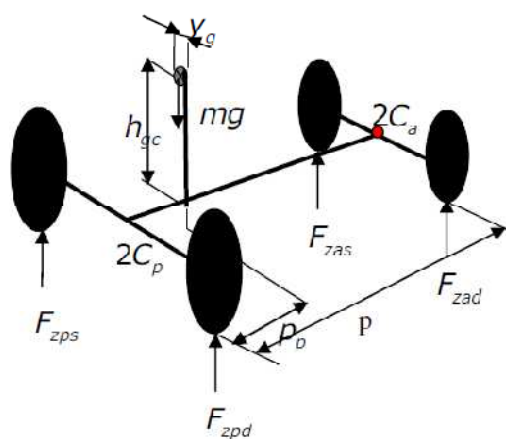


Figura A.0.1- Trattore in fase di pesatura.

Successivamente la trattrice viene sollevata all'anteriore, fino a giungere ad una inclinazione di 20° e valutando il peso misurato dalle bilance posteriori si riesce

a risalire anche all'altezza del baricentro da terra, grazie alla relazione (si veda Figura A.0.2):

$$Mg \left[(L - X_g) \cos \vartheta - (h - Z_g) \sin \vartheta \right] - F_p (L \cos \vartheta - h \sin \vartheta) = 0 \quad 0.2$$

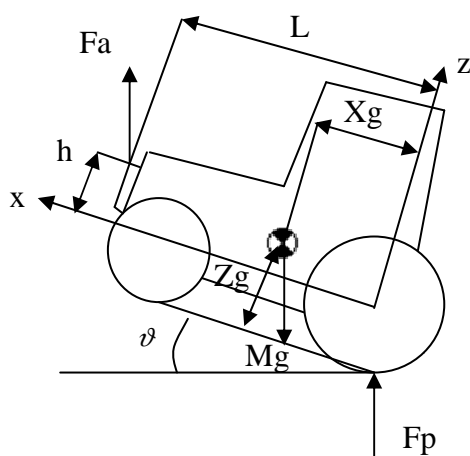


Figura A.0.2- Rappresentazione trattrice sollevata.

Bibliografia

- [1]. www.SameDeutz-Fahr.com
- [2]. Carlo Pigni, Davide Sghirlanzoni. Sviluppo di un sollevatore posteriore per trattore agricola, Politecnico di Milano, 2008
- [3]. Giorgio Previati. Studio teorico e sperimentale sulla sicurezza dei veicoli stradali e fuoristrada, con sviluppo e validazione di un modello di trattore agricolo, Politecnico di Milano, 2006.
- [4]. International Standard Organization ISO2631-1, mechanical vibration and shock Evaluation of human exposure to whole-body vibration – part1: General requirements, 1997
- [5]. International Standard Organization ISO5008, Agricultural wheeled tractors and field machinery- Measurement of whole-body vibration of the operator, 2002
- [6]. P. Servadio, A. Marsili, N.P. Belfiore. Analysis of driving seat vibrations in high forward speed tractors, Science Direct, 04-2007
- [7]. F. Piccinini, R. Zanasi. Modellistica e simulazione del comportamento dinamico di beccheggio di un trattore agricolo, Università degli studi di Modena, Ingegneria.
- [8]. D. Drakopoulos. A review of the seat technologies in agricultural tractors, Department of biosystems engineering, university of Manitoba, Canada
- [9]. Counter balanced seat for automotive comfort and safety, American Ergonomics Corporation, 2005
- [10]. K. Deprez, D. Moshou, J. Ramon. Comfort improvement of a non linear suspension using global optimization and in situ measurements, Journal of sound and vibration, 284, 2005
- [11]. www.masseyferguson.com
- [12]. www.fendt.it
- [13]. MAD, “Macchine agricole domani”, 9 settembre 2009, pag.45-49
- [14]. “L’informatore agrario”, 03-2010, pag. 59-63
- [15]. www.newholland.com
- [16]. www.dispenseagrariatorino.it.
- [17]. www.JCB.com.
- [18]. Alberto Morelli. Progetto dell’autoveicolo, Celid, 1998.
- [19]. Wolfgang Bauer. Hydro-pneumatische Federungs-systeme, Springer, 2008
- [20]. A. Pourmovahed, D.R. Otis. An experimental thermal time-constant correlation for hydraulic accumulators, Mechanical engineering department, University of Wisconsin-Madison, 1990.

- [21]. G. Diana, F. Resta. Controllo dei sistemi meccanici, Polipress 2007.
- [22]. A. hac. Rollover stability index including effects of suspension design, Delphi automotive system, SAE technical paper series, 01-2002.
- [23]. Heinz Heisler. Advanced Vehicle Technology, second edition, Butterworth Heinemann 2002
- [24]. G. Diana, F. Cheli. Dinamica dei sistemi multicorpo, Schonenfeld & Ziegler 2005.
- [25]. ing.entecra.it
- [26]. M. Cutini, C. Bisaglis. MAD “Macchine Agricole Domani”, 06-06-2009, pag. 65-67.
- [27]. Gobbi M., Aiolfi M., Pennati M., Previati G., Levi F., Ribaldone M., Mastinu G. (2005). Measurement of the forces and moments acting on farm tractor pneumatic tyres. Vehicles system dynamic 43 (supplement1), 412-433.
- [28]. Hans. B. Pacejka. Tyre and vehicle dynamics, SAE international and Elsevier, 2005.
- [29]. Adams 2003 guide: Using Adams\Tyre Tyre models, Mechanicals dynamics, Incorporated 2003
- [30]. G. Diana, F. Cheli. Dinamica e vibrazione dei sistemi meccanici, Libreria Utet.
- [31]. A.J. Scarlet, J.J. Price, P.M. Stayner. Whole-body vibrations: evaluating of emission and exposure levels arising from agricultural tractors, Silsoe research institute.
- [32]. International Standard Organization ISO4138, Passengers cars: Steady-state circular driving behavior: Open-loop test methods, 2004
- [33]. www.sae.org
- [34]. International Standard Organization ISO7401, Road vehicles: Lateral transient response test methods: Open-loop test methods, 2003