

Alma Mater Studiorum – Università di Bologna

DOTTORATO DI RICERCA IN
Ingegneria Agraria

Ciclo XXV

Settore Concorsuale di afferenza: 07/C1

Settore Scientifico disciplinare: AGR/09

Analisi dell'influenza dei moti rigidi di
una trattrice agricola sulle vibrazioni a
corpo intero trasmesse all'operatore

Presentata da: Matteo Badodi

Coordinatore Dottorato

Prof. Ing. Adriano Guarnieri

Relatore

Prof. Ing. Giovanni Molari

Esame finale anno 2013

Introduzione

La trattrice agricola (dal latino *trahere*, trainare) è un mezzo utilizzato in agricoltura per trainare un rimorchio o agganciare attrezzature specifiche per effettuare lavorazioni agricole. Tale mezzo appartiene alla famiglia delle macchine agricole semoventi, in meccanica agraria è considerata una *macchina motrice*, mentre le attrezzature agricole che eseguono i lavori trainate dal trattore o agganciate alla sua presa di potenza vengono dette *macchine operatrici*.

Il trattore è quasi sempre associato all'idea di macchina rudimentale, dotata di pochi comfort e adibita ai lavori pesanti e di traino. Fino a una ventina di anni fa questa idea non si discostava dalla realtà proprio per le caratteristiche costruttive da cui era caratterizzato: struttura rigida con motore collegato alla trasmissione, ponte posteriore con assali tra loro flangiati e gli pneumatici quali unico dispositivo di ammortizzazione delle asperità del terreno (Bodria, Pellizzi, & Piccarolo, 2006). Attualmente ricopre il ruolo di protagonista nell'ambito delle macchine agricole ed è anche il veicolo più diffuso e versatile in quanto, grazie alle caratteristiche per cui è stato ideato, permette di effettuare innumerevoli lavorazioni differenti e complementari tra loro. La conseguenza dell'evoluzione e del miglioramento tecnologico che ha subito nel corso del tempo ha comportato un forte mutamento del ruolo che attualmente ricopre rispetto a qualche decennio fa. Diversi fattori quali, la trasformazione nell'orientamento da piccola azienda agricola a conduzione familiare a grande impresa agricola (Eurostat, 2010), le crescenti

INTRODUZIONE

esigenze dei nuovi imprenditori agricoltori di ridurre i tempi di lavoro e conseguentemente i costi di produzione, la loro necessità di lavorare appezzamenti di terreno sempre più estesi e di dover trasportare l'attrezzatura da un luogo all'altro dell'azienda, ha portato la trattrice ad essere utilizzata anche come mezzo di trasporto. Nel nord Europa le aziende agricole avevano dimensioni tali da richiedere frequenti trasporti in strada, portando la Mercedes a produrre un mezzo polivalente come l'Unimog già negli anni '40 («Unimog», 2013) e la Trantor Tractors a produrre un trattore ad alta velocità negli anni '60 (Edwards, 2002). Negli ultimi anni, questa esigenza si è diffusa nel resto dell'Europa e con lo sviluppo della globalizzazione, tutti i costruttori di macchine agricole hanno iniziato a porre particolare attenzione al comfort di marcia in strada, installando numerosi sistemi sospensivi dai primi anni del 2000 (Clay & Hemingway, 2001). Nello specifico sono state introdotte la sospensione assale, la sospensione cabina e la sospensione sedile. Inizialmente questi sistemi erano puramente passivi per poi aggiungere numerosi sistemi di controllo, come ad esempio: la sospensione attiva per sedile (DLG, 2005), la sospensione semi-attiva della cabina (Spelta, Savaresi, Previdi, Galli, & Tremolada, 2009), sistemi che adattano la rigidità e lo smorzamento delle sospensioni della cabina in funzione degli input del terreno e dell'operatore tramite i segnali provenienti dal sistema di acquisizione CAN (Control Area Network) (Von Holst, 2011), il sistema di controllo del sollevatore, adottato da diverse case costruttrici e testato in diversi studi (Marsili, Ragni, Santoro, Servadio, & Vassalini, 2002) e la sospensione assale anteriore (Bauer, 2011; Scarlett, Price, Semple, & Stayner, 2005). Tutti questi dispositivi hanno incrementato

INTRODUZIONE

notevolmente il comfort di marcia permettendo di innalzare la massima velocità di avanzamento. Inoltre hanno permesso un incremento della produttività, essendo il comfort di marcia il primo fattore che riduce la velocità di avanzamento durante le lavorazioni in campo.

Contemporaneamente a questo cambiamento, sono state redatte regolamentazioni giuridiche sempre più restrittive in materia di sicurezza in ambito agricolo. Dal punto di vista della sicurezza d'impiego infatti, la trattrice agricola è una delle macchine che presenta le maggiori cause di malattie o infortunio, anche mortale, per gli operatori nel mondo agricolo (Eurostat, 2012; Janicak, 2000; Mongin et al., 2007; Myers et al., 1998; Nilsson, Pinzke, & Lundqvist, 2010). Questo è dovuto al sommarsi di diverse criticità legate al conducente, alle caratteristiche intrinseche alla macchina, all'ambiente di lavoro ed alle caratteristiche delle macchine operatrici a cui viene accoppiata. D'altra parte però, l'acquirente continua ad attendersi macchine agricole convenienti e che garantiscano un funzionamento e un utilizzo agevole e ottimale. Pertanto l'attuale necessità è quella di mantenere la più alta soddisfazione del cliente, garantendo anche alti standard di sicurezza sul lavoro (Fornell, 2008).

Dal 1955, in Italia, tramite il D.P.R. n°547 intitolato "*norme generali sulla prevenzione degli infortuni sul lavoro*", venne dettagliata l'analisi dei fattori di rischio connessi all'utilizzo delle macchine. Il decreto oltre a contenere regole generali, prendeva in esame particolari famiglie di macchine e definiva precise disposizioni che l'utilizzatore era tenuto a rispettare. Le norme contenute in questo decreto sono state valide per circa 50 anni fino all'entrata in vigore

INTRODUZIONE

del D.Lgs. n° 626 del 19 Settembre 1994. In seguito è stato emanato il D.P.R. n°459 del 24 Luglio 1996 entrato in vigore il 21 Settembre 1996 di recepimento della direttiva 98/37/CEE. Tale decreto attuava anche le direttive 91/368/CEE, 93/44/CEE, 93/68/CEE concernenti il ravvicinamento delle legislazioni degli Stati membri relativamente alle macchine (Direttiva macchine). Con queste direttive si è registrato negli anni un forte calo del numero delle fatalità, tuttavia l'agricoltura risulta essere ancora uno dei settori maggiormente affetti da infortuni sul lavoro. Uno dei rischi più rilevanti per gli operatori è l'esposizione alle vibrazioni durante la guida di macchine agricole (Eurostat, 2012). Questo ha spinto il Parlamento Europeo ad introdurre la direttiva 2002/44/CE(CE, 2002) stabilendo le prescrizioni minime per la protezione dei lavoratori contro i rischi per la salute e la sicurezza, derivanti o che possono derivare, dall'esposizione a vibrazioni meccaniche.

Con il D.Lgs. n°187 del 19 Agosto 2005 (*Decreto legislativo 19 agosto 2005, n.187, 2005*) viene attuata la Direttiva 2002/44/CE. L'obiettivo del legislatore è stato quello di introdurre misure per proteggere il lavoratore dai rischi che si possono presentare per prolungata esposizione a vibrazioni. Prima dell'emanazione del D.Lgs.187/05, in Italia non esistevano disposizioni normative specifiche in materia di rischio dall'esposizione dei lavoratori a vibrazioni meccaniche.

Il presente decreto definisce nell'articolo 2 le due tipologie di vibrazioni che vengono contemplate:

- Vibrazioni trasmesse al sistema mano-braccio, Hand-arm vibration (HAV): vibrazioni meccaniche che, se trasmesse al sistema mano-braccio nell'uomo, comportano un rischio per

INTRODUZIONE

la salute e la sicurezza dei lavoratori, in particolare disturbi vascolari, osteoarticolari, neurologici o muscolari;

- Vibrazioni trasmesse al corpo intero, Whole Body Vibration (WBV): vibrazioni meccaniche che, se trasmesse al corpo intero, comportano rischi per la salute e la sicurezza dei lavoratori, in particolare lombalgie e traumi del rachide.

L' articolo 3 definisce invece i valori limite di esposizione e valori di azione per le due categorie descritte precedentemente. Sono definiti due valori sul limite giornaliero di esposizione alle WBV e alle HAV: un valore giornaliero che fa scattare l'adozione di azioni di contenimento dell'esposizione e al di sotto del quale non si ha alcun rischio (EAV= Exposure Action Value) e un valore limite di esposizione giornaliero al di sopra del quale la macchina non potrebbe essere utilizzata per specifiche operazioni (ELV= Exposure Limit Value). Tale direttiva indica il livello di vibrazioni misurato secondo la normativa ISO 2631-1 (ISO, 1997) per il corpo intero e secondo la normativa ISO 5349-2 (ISO, 2003) per il sistema mano-braccio. Tali normative prescrivono che le accelerazioni dopo essere state misurate, devono essere pesate in frequenza tramite una funzione di pesatura e successivamente devono essere valutate con degli opportuni fattori di scala, uno per le accelerazioni orizzontali ed uno per quelle verticali. Nello specifico, per il corpo intero esistono due curve di pesatura e due fattori di scala: uno per le accelerazioni orizzontali ed uno per quelle verticali; per il sistema mano-braccio esiste una sola curva di pesatura ed un solo fattore di scala per tutte e tre le accelerazioni. Gli operatori alla guida delle trattrici agricole moderne sono soggetti ad elevate accelerazioni al corpo intero, mentre quelle

INTRODUZIONE

al sistema mano-braccio risultano essere non particolarmente elevate, grazie alla presenza dei diversi azionamenti idraulici o elettro-idraulici (National Research Council, 2001). L'operatore alla guida di trattori sono soggetti a vibrazioni di alta intensità e bassa frequenza, causate dall'interazione del trattore con il suolo (Rakheja & Sankar, 1984). Nonostante i numerosi sistemi di sospensivi installati nelle trattori moderne, nella maggior parte delle lavorazioni il livello di vibrazione risulta essere maggiore del limite d'azione ed in molte condizioni addirittura del limite di esposizione (Scarlett et al., 2005). Tuttavia il livello di vibrazione misurato secondo la normativa ISO è minore di quello realmente percepito dal corpo, in quanto il suo effetto è dipendente dalla postura dell'operatore (Griffin, 1996) ed è pratica comune che l'operatore sia orientato con lo sguardo verso l'attrezzo. Sotto questo aspetto l'adozione di una videocamera consentirebbe un maggior livello di comfort percepito anche se non ridurrebbe il livello di vibrazione. Inoltre è stato evidenziato che le accelerazioni orizzontali hanno un livello superiore rispetto a quelle verticali. Questo in virtù del differente fattore di scala adottato nella valutazione delle accelerazioni orizzontali rispetto a quello delle accelerazioni verticali, rispettivamente di 1.4 e 1 (ISO, 1997), ed anche dai movimenti angolari del trattore (beccheggio e rollio) che rendono il livello di vibrazione al sedile maggiore di quello rilevato in cabina nel supporto del sedile (Scarlett, Price, & Stayner, 2007). È stato evidenziato che nei trattori moderni, soggetti ad un elevato rollio (M. Mattetti et al., 2012) ed un elevato beccheggio (G. Molari, Mattetti, Badodi, & Sedoni, 2012), si ha un effetto sull'accelerazione al sedile amplificato in quanto il piano di seduta dell'operatore è posizionato ad

INTRODUZIONE

un'elevata distanza dall'asse di rollio e dal baricentro del veicolo. Benchè sarebbe conveniente installare sedili con una sospensione atta a ridurre le accelerazioni orizzontali, i costruttori si sono concentrati sulla bonifica della sola componente verticale dell'accelerazione. Questo perchè il corpo umano è particolarmente sensibile alle accelerazioni orizzontali di frequenza compresa tra 0,25 e 2 Hz (Griffin, 1996), richiedendo una sospensione con una frequenza naturale al limite nulla. A questo si aggiunge che sospensioni particolarmente morbide, sono da evitare in un sedile in quanto possono causare eccessivi spostamenti dell'operatore che potrebbero allontanarlo dai comandi di guida, con ovvi rischi in termini di sicurezza e di comfort. Sono stati ideati sedili dotati di molle con rigidità negativa, che permettono di avere una frequenza naturale di 0,5 Hz, tuttavia il loro alto costo non ha permesso di avere finora un'applicazione commerciale (C.-M. Lee & Goverdovskiy, 2009). Attualmente in commercio esistono dei sedili dotati di una sospensione longitudinale che non sono stati pensati per isolare l'operatore, ma bensì per migliorare il comfort di marcia facendo muovere l'operatore in fase con il trattore durante le lavorazioni in campo. Infatti in questa condizione di lavoro si ha una variabilità della resistenza del terreno che comporta una continua accelerazione e decelerazione del trattore (Donati, 2002). Studi precedenti hanno evidenziato che il trasporto in strada è una delle lavorazioni più impegnative dal punto di vista vibrazionale (Lines, Stile, & White, 1995), questo perchè l'eccitante del trattore coincide con la sua frequenza naturale (Servadio, Marsili, & Belfiore, 2007). Il trend dei costruttori di trattori, infatti, è quello di innalzare la velocità massima dei loro prodotti, possibile grazie alla nuova direttiva europea (EC,

INTRODUZIONE

2002), esaltando di fatto il problema. Oggigiorno le trattrici sono utilizzate per compiti piuttosto eterogenei (Michele Mattetti, Molari, & Sedoni, 2012) ed il progetto ottimale di una sospensione risulta essere problematico: durante la marcia in strada è necessaria una sospensione rigida per minimizzare gli spostamenti, mentre durante le lavorazioni in campo è necessaria una sospensione morbida più adattabile agli alti spostamenti del trattore. In questo contesto è necessario quindi valutare l'entità dei movimenti angolari del trattore e del loro impatto sul livello vibrazionale indotto al conducente.

L'obiettivo di questa tesi è quello definire una metodologia per valutare l'effetto delle accelerazioni angolari del trattore sulle accelerazioni al sedile e definire alcune linee guida sulla progettazione dei sistemi di sospensione installati sulle trattrici agricole.

1. La teoria delle vibrazioni

1.1 Trasmissione ed effetti delle vibrazioni sul corpo umano

Da decenni in numerosi settori produttivi si è diffuso l'utilizzo di macchinari, che possono comportare un incremento del rischio di disturbi e patologie dovute all'esposizione a vibrazioni trasmesse al corpo intero, come il settore manifatturiero, minerario, delle costruzioni, agricolo e forestale e dei trasporti. Il potenziale lesivo di una sorgente vibrante, alla quale il corpo umano risponde è dipendente da diversi fattori:

- le caratteristiche fisiche della sorgente vibrante quali frequenza e accelerazione;
- la direzione di propagazione delle vibrazioni lungo gli assi biodinamici;
- la durata dell'esposizione alla sorgente vibrante;
- le caratteristiche meccaniche del corpo umano: frequenza caratteristica dei singoli organi e frequenza di risonanza, caratteristiche di smorzamento, impedenza e trasmissibilità dei tessuti;
- postura del corpo umano;

Lunghi periodi di esposizione del corpo umano ad elevati livelli di vibrazione trasmesse al corpo intero, possono essere la causa di disturbi e lesioni al rachide lombare, alterazioni della zona collo-spalla (cervico-brachialgie), dell'apparato gastroenterico

(gastriti e ulcere), del sistema venoso periferico, dell'apparato riproduttivo femminile e del sistema cocleo-vestibolare (Hulshof & Van Zanten, 1987).

Le vibrazioni indotte all'uomo vengono suddivise in:

- vibrazioni generalizzate: vibrazioni a bassa frequenza (<20 Hz) che investono l'intero corpo determinando una reazione dell'intero corpo;
- vibrazioni localizzate: vibrazioni ad alta frequenza (>20 Hz) le quali vengono smorzate dai tessuti corporei e pertanto vengono percepite solamente nella zona di contatto tra corpo e oggetto vibrante;

Ogni sottosistema che compone il corpo umano, ha una propria frequenza di risonanza. Le interazioni tra le diverse parti sono influenzate dalla postura del corpo (sdraiata, eretta o in posizione seduta), questo dovuto alla differente rigidità dei diversi organi. Numerosi modelli matematici sono stati introdotti al fine di poter valutare il comportamento del corpo umano e l'effetto delle vibrazioni su di esso, ad esempio attraverso modelli a parametri concentrati (Payne & Band, 1971) o modelli agli elementi finiti (Pankoke, Buck, & Woelfel, 1998); tuttavia il modello più utilizzato è quello di Figura 1 (Griffin, 1996).

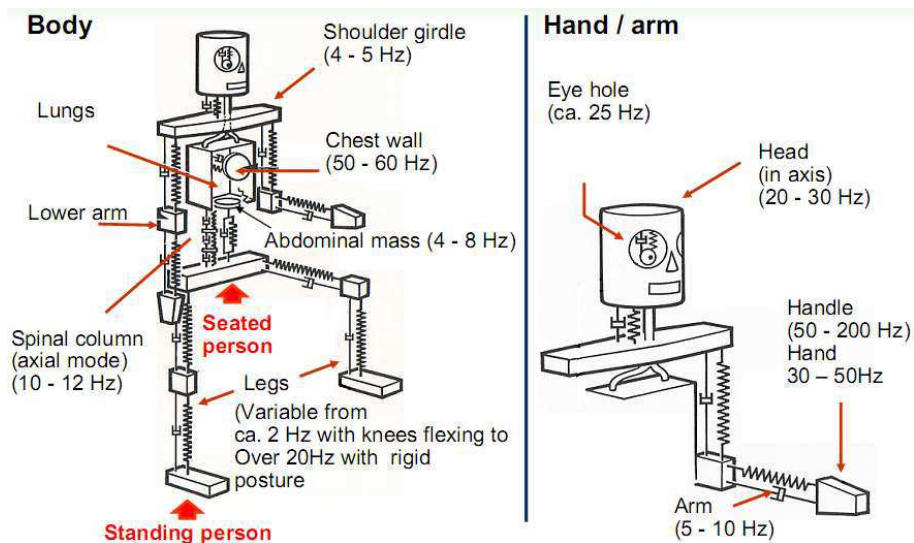


Figura 1: Modello a parametri concentrati del corpo umano

Negli autoveicoli normalmente si registrano livelli di vibrazione tali da non recare danni per la salute dell'uomo (INAIL, 2012) ma nonostante questo sono determinanti nel giudizio di un'auto.

La percezione dell'uomo alle vibrazioni è puramente soggettiva, pertanto in passato numerosi studiosi hanno cercato di valutare il livello di comfort di diverse tipologie di mezzi. Applicando degli input di tipo sinusoidale ai veicoli e variando alcuni parametri, hanno valutato la sensibilità del corpo umano al parametro in esame. Tali prove sono poi state effettuate con diversi operatori, ognuno dei quali avrebbe fornito la valutazione del livello di discomfort con un giudizio numerico (R. A. Lee & Pradko, 1968; Mansfield, Holmund, & Lundstrom, 2000). Attualmente non è stato ancora universalmente accettato che il giudizio sulle vibrazioni indotte all'uomo dipenda prevalentemente da (Thomas D. Gillespie, 1992):

- posizione seduta: mani entrambe al volante oppure una mano al volante e l'altra sulla leva del cambio;
- influenza delle vibrazioni alle mani e ai piedi;

- durata dell'esposizione;
- vibrazioni visuali;
- frequenza;
- tipologia: unidirezionale o multi direzionale;

Questa metodologia è stata applicata a sorgenti vibrazionali prodotte da una forzante di tipo sinusoidale, di tipo casuale, percepite dall'operatore alla guida del veicolo. Risulta tuttavia possibile utilizzare le informazioni ottenute con opportune correzioni. Nonostante che, tale metodo sia stato applicato a vibrazioni prodotte da una forzante di tipo sinusoidale e che quelle percepite dagli operatori alla guida di veicoli sono a banda larga e casuali, tramite opportune correzioni, risulta possibile utilizzare le informazioni ottenute da tali test. Tramite questi test è stato evidenziato che esiste una forte correlazione tra il valore RMS dell'accelerazione che sollecita l'operatore e la sua valutazione (Healey, Nathman, & Smith, 1977). Pertanto l'utilizzo del valore RMS è uno dei metodi normalmente utilizzati per quantificare il livello di vibrazione che grava sull'operatore.

1.2 Valutazione delle vibrazioni trasmesse al corpo intero

Le vibrazioni al corpo intero sono la tipologia di sollecitazione più pericolosa per gli operatori alla guida di trattori agricoli.

La normativa ISO 2631-1 (ISO, 1997) definisce i metodi per la misurazione delle vibrazioni periodiche, casuali e transitorie trasmesse al corpo intero. La stessa normativa si applica ai movimenti

trasmessi al corpo intero attraverso superfici di supporto: piedi di una persona eretta, glutei, schiena e piedi in una persona seduta o l'area che interessa una persona distesa. Questo tipo di vibrazione è presente nei veicoli, nelle macchine e nelle vicinanze delle macchine in lavorazione.

L'intervallo delle frequenze considerate sono:

- da 0.1Hz a 0.5Hz per la valutazione della chinetosi
- da 0.5Hz a 80Hz per la salute, il benessere e la percezione

Nella normativa vengono indicati i metodi per l'analisi delle vibrazioni in funzione della postura del corpo, tuttavia in riferimento alla guida di trattori, in questa tesi ci si occuperà esclusivamente della postura seduta (Figura 2):

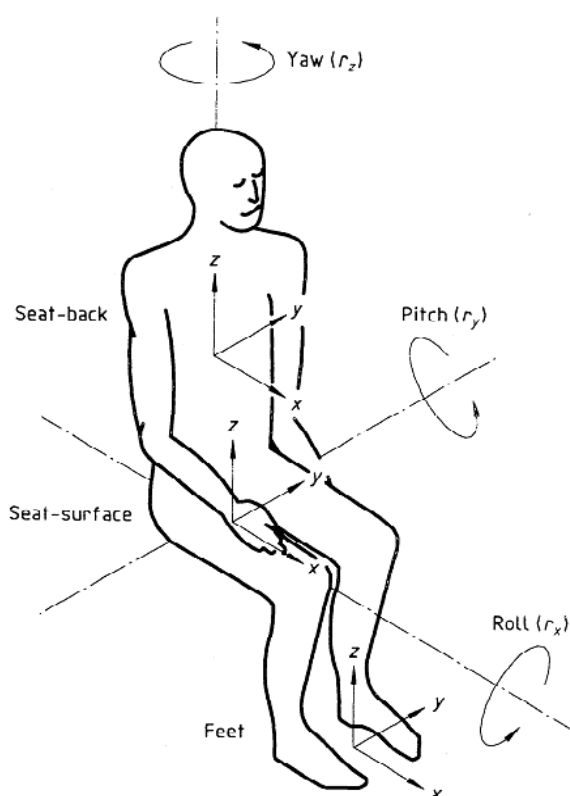


Figura 2: Posizione seduta tipica della guida di veicoli (ISO, 1997)

Le vibrazioni devono essere valutate secondo definiti sistemi di coordinate che considerano come origine del riferimento il punto in cui la sollecitazione vibrazionale entra nel corpo umano, come indicato in Figura 2. La misura deve essere eseguita attraverso un opportuno accelerometro inserito in un disco in gomma al fine da essere insensibile ai movimenti del corpo e che ovviamente non penetri all'interno della seduta nel momento in cui l'operatore prenda posto alla guida.



Figura 3: Accelerometro da sedile triassiale

Tale trasduttore dovrebbe essere posizionato in tutti i punti di contatto tra corpo e sorgente vibrante, quindi nel caso di un operatore seduto: pedana appoggio piedi, cuscino e schienale del sedile. Tuttavia per la valutazione delle vibrazioni nelle trattrici

agricole, si usa utilizzare un solo accelerometro posizionato sul cuscino del sedile, in quanto la maggior parte del peso grava su questo supporto. La durata minima della misura è 227 secondi nel caso si voglia valutare il comfort o la salute. Nel caso si voglia valutare la chinetosi, la durata minima è maggiore in quanto la frequenza minima di interesse è più bassa. Successivamente i segnali acquisiti devono essere ponderati in frequenza, al fine di ottenere una corretta valutazione delle accelerazioni gravanti sul corpo intero (Figura 4).

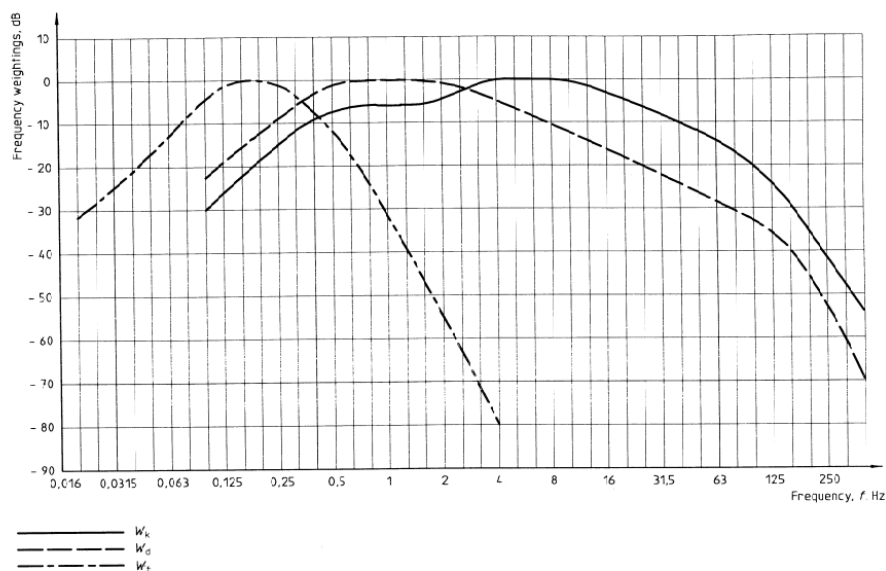


Figura 4: Curve di ponderazione da utilizzare nella valutazione del livello di comfort e di salute dell'operatore (ISO, 1997)

Le curve di pesatura di Figura 4 sono quelle che devono essere utilizzate per la valutazione del livello di comfort e di salute dell'operatore. Nello specifico, la curva W_k è da utilizzare per le accelerazioni verticali, mentre la curva W_d è per le accelerazioni orizzontali. Analizzando le due curve di pesatura è evidente che: il corpo umano è maggiormente sensibile alle frequenze comprese tra

0,25 e 2 Hz per le accelerazioni orizzontali e alle frequenze comprese tra 4 e 8 Hz per quelle verticali. Successivamente si valuta la natura impulsiva del segnale attraverso il fattore di cresta (CF) espresso come:

$$CF = \frac{\max(a_{w,*}(t))}{a_{w,*RMS}} \quad (1)$$

con:

$a_{w,*RMS}$: valore RMS dell'accelerazione pesata per la generica direzione *

$\max(a_{w,*}(t))$: valore massimo dell'accelerazione pesata per la generica direzione *

Il valore RMS del segnale è rappresentativo del livello di comfort solo nel caso in cui l'accelerazione non sia di tipo impulsivo, negli altri casi si preferisce utilizzare il VDV (Vibration Dose Value), definito come:

$$VDV_{w,*} = \left\{ \int_0^T [a_{w,*}(t)]^4 dt \right\}^{1/4} \quad (2)$$

con:

T: durata della misura

$VDV_{w,*}$: Vibration Dose Value per la generica direzione *

Il VDV a differenza del valore RMS del segnale "pesa" maggiormente i picchi del segnale grazie alla potenza alla quarta.

La norma impone due differenti elaborazioni in funzione dello scopo della misura.

Nel caso in cui la misurazione interessi il livello di salute, il valore di vibrazione totale è:

$$a_{v,h} = \max(k_x a_{w,x,RMS}, k_y a_{w,y,RMS}, k_z a_{w,z,RMS}) \quad (3)$$

con:

k_x : fattore di scala per la direzione x

k_y : fattore di scala per la direzione y

k_z : fattore di scala per la direzione z

$a_{w,x,RMS}$: valore RMS dell'accelerazione pesata per la direzione x

$a_{w,y,RMS}$: valore RMS dell'accelerazione pesata per la direzione y

$a_{w,z,RMS}$: valore RMS dell'accelerazione pesata per la direzione z

$a_{v,h}$: valore di vibrazione per valutare il livello di salute dell'operatore

Nel caso in cui la misurazione interessa la valutazione del comfort, il livello di vibrazione risulterebbe pari a:

$$a_{v,c} = \sqrt{(k_x a_{w,x,RMS})^2 + (k_y a_{w,y,RMS})^2 + (k_z a_{w,z,RMS})^2} \quad (4)$$

con:

$a_{v,c}$: livello di vibrazione per valutare il comfort dell'operatore

Nonostante quello che afferma la normativa, molte critiche sono state fatte da numerosi ricercatori riguardo all'utilizzo dell'equazione (3) (Fairley, 1995). Nella normativa ISO sono elencati i valori di scala per le diverse posture dell'operatore e per la tipologia di valutazione richiesta. Per quanto riguarda la valutazione del livello di salute per l'operatore in posizione seduta, i fattori di scala assumono i seguenti valori: $k_x=k_y=1.4$ e $k_z=1$, mentre per la valutazione del confort

$k_x=k_y=k_z=1$. L'introduzione di questi fattori di scala, nasce dal fatto che il corpo umano in postura seduta è meno sensibile alle accelerazioni verticali rispetto a quelle orizzontali, in quanto verticalmente risulta sempre supportato dal sedile. Nel caso in cui venga utilizzato il metodo del VDV, alle equazioni (3) e (4) si devono sostituire le accelerazioni ($a_{w,*}{}_{RMS}$) con i rispettivi VDV ($VDV_{w,*}$).

Quando l'esposizione deve essere valutata su due o più periodi che presentano livelli vibrazionali e tempi di esposizione diversi, l'accelerazione equivalente A_{eq} viene calcolata come media complessiva dei valori R.M.S. delle accelerazioni per il periodo totale considerato:

$$A_{eq} = \left[\frac{\sum a_{v,h,i}^2 T_i}{\sum T_i} \right] \quad (5)$$

o:

$$A_{eq} = \left[\frac{\sum VDV_{v,h,i}^2 T_i}{\sum T_i} \right] \quad (6)$$

con:

$a_{v,h,i}$: livello di vibrazione in termini di accelerazione per valutare la salute

$VDV_{v,h,i}$: livello di vibrazione in termini di VDV per valutare la salute

T_i : durata dell'esposizione i -esima

Essendo la durata dell'esposizione uno dei fattori principali che indica la pericolosità di una vibrazione, è necessario normalizzare il tempo di esposizione a un periodo temporale standard, usualmente di 8 ore.

Questa operazione è espressa tramite il parametro $A(8)$:

$$A(8) = A_{eq} \sqrt{\frac{\sum T_i}{28800}} \quad (7)$$

Nel caso in cui A_{eq} è calcolata in termini di VDV:

$$A(8) = A_{eq} \sqrt[4]{\frac{\sum T_i}{28800}} \quad (8)$$

La normativa ISO 2631-1 (ISO, 1997) fornisce il metodo di misura mentre i limiti in termini di livello di vibrazione sono imposti dalla direttiva 2002/44/CE riportati in Tabella 1:

Tabella 1: Valori limiti del livello di vibrazione

	RMS [m/s^2]	VDV [$m/s^{1,75}$]
EAV	0,5	9.1
ELV	1,15	21

La direttiva prevede una deroga che permette di mediare l'esposizione giornaliera alle vibrazioni ad un livello di esposizione settimanale. Questo è consentito per l'uso, in circostanze dove occasionalmente si raggiungono alti livelli di esposizione alle vibrazioni (maggiori dell'ELV) durante la settimana lavorativa, pur mantenendo usualmente valori al di sotto dell'EAV. In tale circostanza, che è rara in ambito agricolo, la media sulla settimana dell'esposizione alle vibrazioni ($A(8)_{week}$ [m/s^2]), come totale esposizione in un periodo di sette giorni consecutivi, riferito alla durata di 40 ore, è determinata dalla seguente equazione:

$$A(8) = \sqrt{\frac{1}{5} \sum_{j=1}^7 A(8)_j^2} \quad (9)$$

con:

$A(8)_j$ = esposizione giornaliera alle vibrazioni del giorno j

1.3 Definizione del buon “ride”

Un veicolo è sottoposto a diverse tipologie di sorgenti eccitanti che generano le vibrazioni percepite dall'operatore.

Le principali sono:

- la rugosità del manto stradale
- il motore e gli organi ad esso collegati
- le ruote

La rugosità del manto stradale è descritta come irregolarità della superficie lungo il percorso effettuato dal veicolo (Figura 5):

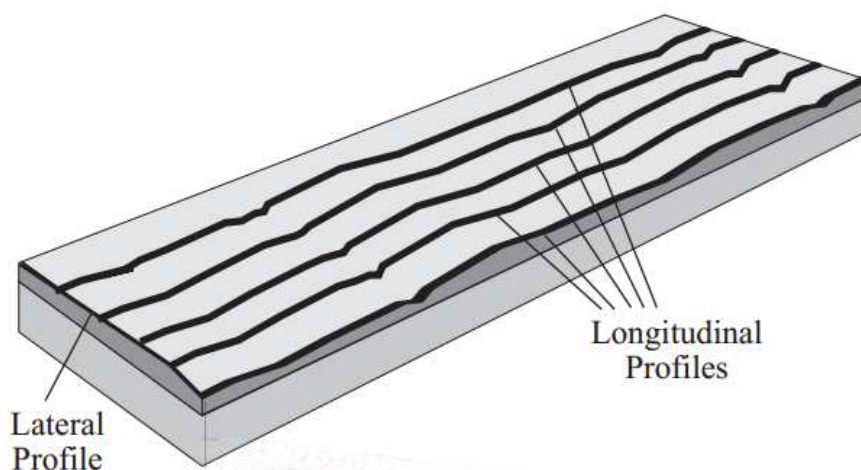


Figura 5: Profili longitudinali dell'elevazione del manto stradale (Sayers & Karamihas, 1998)

La distribuzione delle irregolarità è del tutto casuale e pertanto si preferisce studiarne l'influenza sulla marcia del veicolo in termini statistici. Il metodo internazionalmente più utilizzato è quello che prevede l'analisi della Power-Spectrum-Density (PSD) del percorso da analizzare (Stoica & Moses, 1997). Attraverso opportuni profilometri si misura la rugosità di uno specifico tracciato e successivamente se

ne calcola la sua PSD (Sayers, Gillespie, & Paterson, 1986). Con questo metodo si ricava l'intensità dei cicli di sollecitazione prodotti dal manto stradale in funzione della loro frequenza spaziale, definita come il numero di cicli in funzione dell'unità di lunghezza. Per questo motivo, l'unità di misura della frequenza spaziale è cicli/m. Tramite questa procedura si ricavano grafici come quello mostrato in Figura 6:

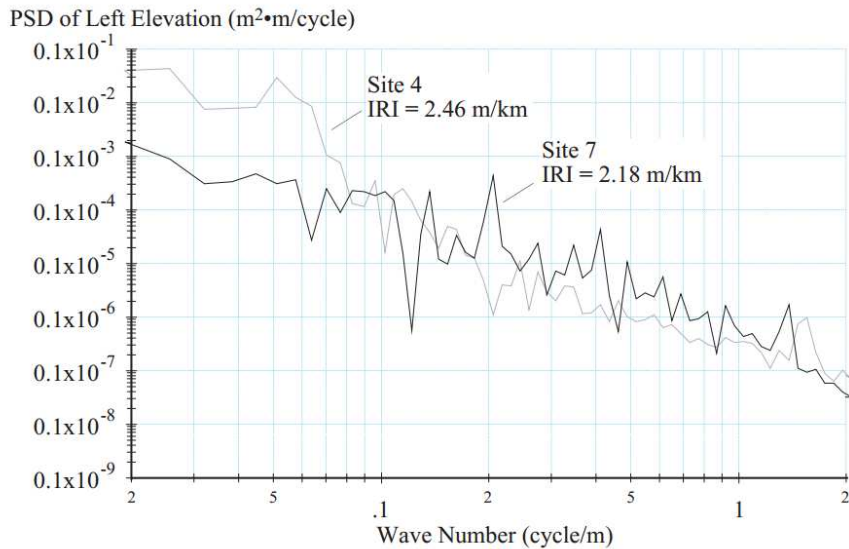


Figura 6: Andamento tipico dello spettro di rugosità di un manto stradale (Sayers & Karamihis, 1998)

Diversi studi sono stati effettuati per definire le proprietà medie, in termini di PSD, di differenti tipologie di manti stradali (T. D. Gillespie, Sayers, & Segel, 1980). Attraverso i risultati ottenuti da queste analisi è stato redatto lo standard ISO 8608 (ISO, 1995) contenente le proprietà medie per diversi tracciati. Tale normativa contiene l'espressione della PSD, descritta tramite l'equazione (10):

$$G_d(n) = G_d(\Omega_0) \left[\frac{n}{n_0} \right]^{-\omega} \quad (10)$$

con:

G_d : ampiezza della PSD in termini di spostamento

n : numero d'onda

n_0 : numero d'onda di riferimento (0,1 cicli/m)

ω : esponente della PSD

La normativa ISO 8608 (ISO, 1995) quindi classifica i manti stradali in funzione della loro rugosità in differenti classi da A ad H (Figura 7), fornendo i parametri della PSD dell'equazione (10).

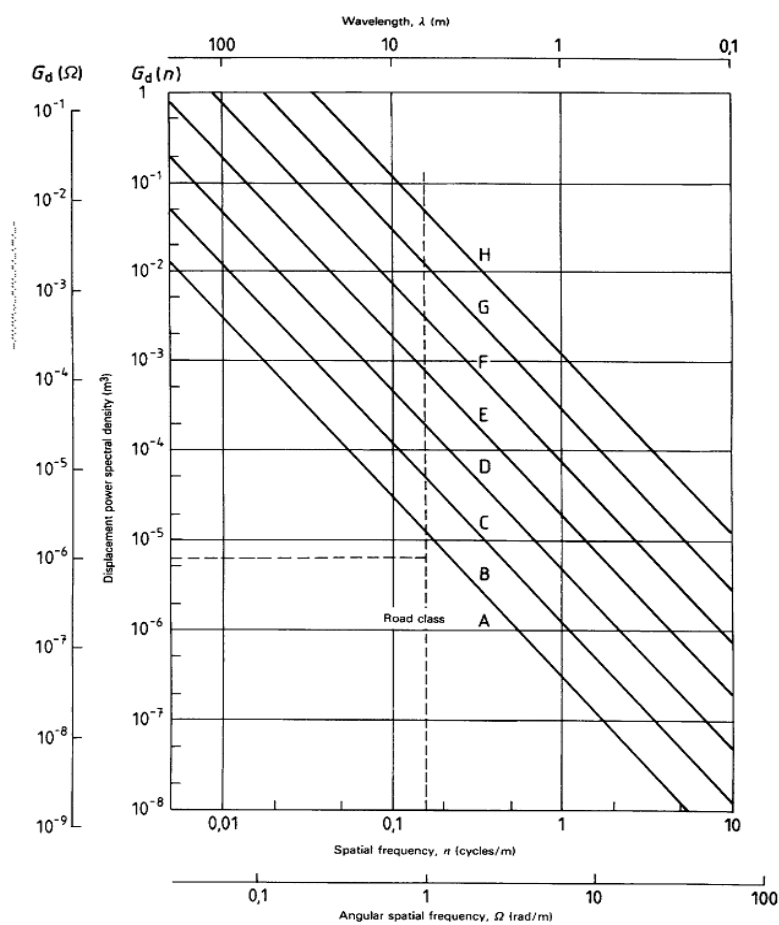


Figura 7: Classificazione dei manti stradali (ISO, 1995)

L'equazione (10) consente di generare numerosi profili asfaltati da utilizzare durante la simulazione numerica del comportamento alle sollecitazioni vibrazionali di diverse tipologie di veicoli (Mastinu, Gobbi, & Miano, 2006).

Il manto stradale provoca uno spostamento verticale della ruota che a sua volta eccita l'intero veicolo. Il parametro più significativo nell'analisi delle vibrazioni è quindi l'accelerazione che viene generata. Pertanto è necessario moltiplicare lo spettro in termini di cicli/m per la velocità di percorrenza, per ottenere lo spettro in cicli/s. Successivamente applicare l'operazione di derivazione due volte allo spostamento, per ottenere lo spettro in termini di accelerazione. La derivazione, consente di ottenere un andamento della PSD dell'accelerazione completamente differente (Figura 8).

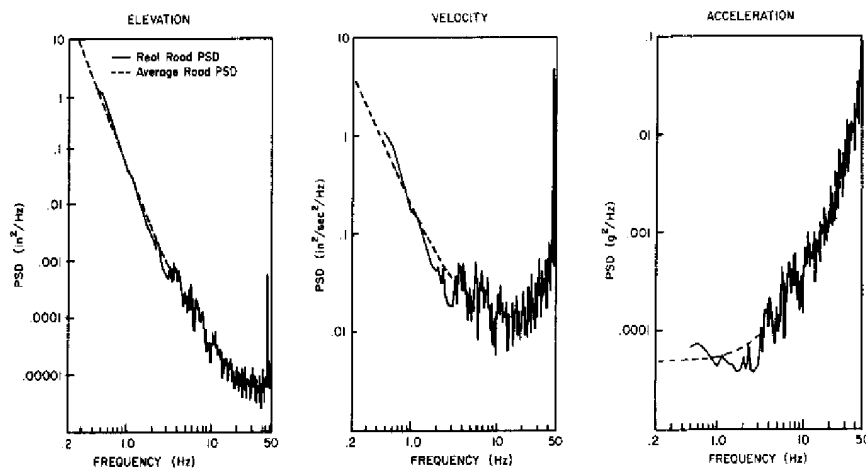


Figura 8: PSD dello spostamento, della velocità e dell'accelerazione per un veicolo ad una velocità di 50 mph (Thomas D. Gillespie, 1992)

Con l'incremento della frequenza si osserva che l'andamento dello spostamento decresce, mentre quello dell'accelerazione aumenta. La ragione di tale fenomeno è conseguenza della considerazione di un

manto stradale, attraversato da un veicolo che procede a una determinata velocità, con un'elevazione di tipo sinusoidale ad uno specifico numero d'onda come descritto dalla seguente equazione:

$$Z_r(t) = A \sin(2\pi v V t) \quad (11)$$

Con:

Z_r : profilo del manto stradale in funzione del tempo

A : ampiezza massima del manto stradale

v : numero d'onda

V : velocità di percorrenza

t : istante temporale

Applicando l'operazione di derivazione due volte all'equazione (11) si ottiene:

$$\ddot{Z}_r(t) = -(2\pi v V)^2 A \sin(2\pi v V t) \quad (12)$$

L'equazione (12) indica che l'accelerazione cresce con il quadrato del numero d'onda e della velocità di percorrenza. Oltre ad una variazione della rugosità del manto stradale in senso longitudinale, è presente anche una rugosità trasversale, che eccita il veicolo al rollio; pertanto è pratica comune misurare la rugosità del manto stradale in diverse lungitudini dello stesso (Figura 5) per poi calcolarne le PSD e le rispettive correlazioni. Solitamente agli alti numeri d'onda la correlazione tra le PSD delle due carreggiate è piuttosto bassa, mentre è alta ai bassi numeri d'onda. Questo genera un alto rollio agli alti numeri d'onda (Figura 9) e quindi a frequenza più alta che per il saltellamento o il beccheggio.

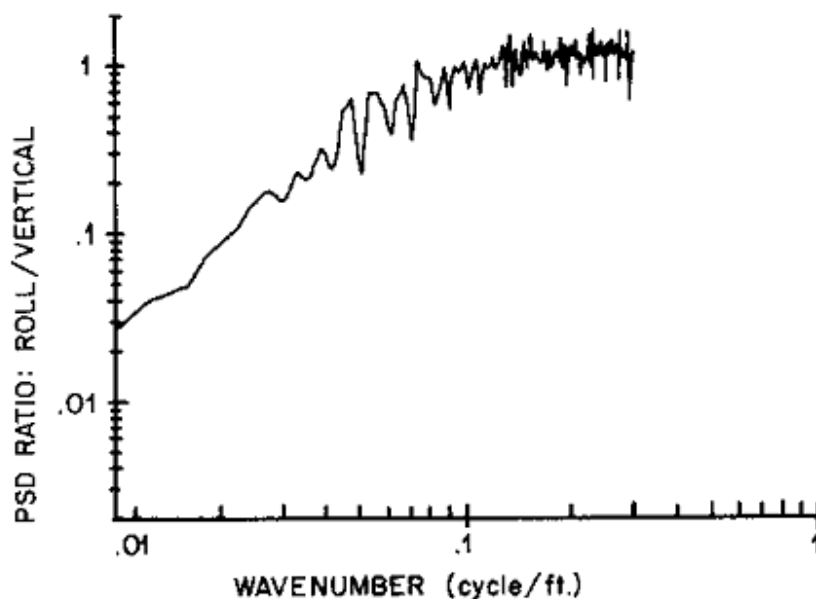


Figura 9: PSD dell'input al rollio di un tipico manto stradale (Thomas D. Gillespie, 1992)

Tale metodo di misura ed analisi dell'elevazione del profilo del manto della strada sono abitualmente utilizzati per terreni rigidi, ma sono stati applicati anche a terreni deformabili. E' stato riscontrato che esiste una evidente variazione del profilo del terreno dopo il passaggio di una trattrice agricola e che i parametri che maggiormente influenzano ciò, sono la massa del veicolo ed il grado di coesione del terreno stesso (Laib, 1995).

Oltre al terreno, anche le ruote sono sorgente di vibrazioni principalmente a causa di:

- non corretta equilibratura delle ruote;
- variabilità della rigidità degli pneumatici;
- variabilità dimensionale.

Questi effetti generano una variabilità delle forze di contatto tra ruota e suolo nel rotolamento dello pneumatico (T. D. Gillespie,

1983). Tali forze si trasferiscono agli assali dei veicoli. Queste variabilità possono essere dirette radialmente, longitudinalmente o trasversalmente pneumatico. Solamente la variabilità delle forze radiali influisce sul livello di vibrazione indotto all'operatore; quella laterale e longitudinale possono indurre delle reazioni al volante peggiorando il "feeling" di guida. La variabilità delle forze è costante con la velocità di avanzamento del veicolo, tuttavia varia la loro frequenza e quindi l'ordine di grandezza delle accelerazioni indotte all'operatore poiché cambia la risposta del veicolo stesso (T. D. Gillespie, 1983).

Questi due effetti sono particolarmente evidenti nelle trattrici rispetto agli autoveicoli in quanto i cerchioni di massa elevata, non sono equilibrati. La presenza dei tasselli in gomma, inoltre, genera una maggiore variabilità nella rigidità degli pneumatici stessi; a causa della minore velocità di percorrenza, gli stessi tasselli inoltre, generano l'eccitazione del veicolo ad una frequenza inferiore. Questo determina una bassa guidabilità durante la marcia in strada ad alta velocità, come già dimostrato in altri studi (M. Mattetti et al., 2012; M. Molari et al., 2011).

Le accelerazioni verticali ai due assali, quindi, vengono convertite in tre principali risposte del veicolo (moti rigidi): saltellamento ("bounce"), beccheggio ("pitch") e rollio ("roll").

Il saltellamento è la traslazione verticale del veicolo, mentre il beccheggio e il rollio, sono una rotazione del veicolo rispettivamente lungo l'asse trasversale e longitudinale del veicolo stesso (ISO, 2011) (Figura 10).

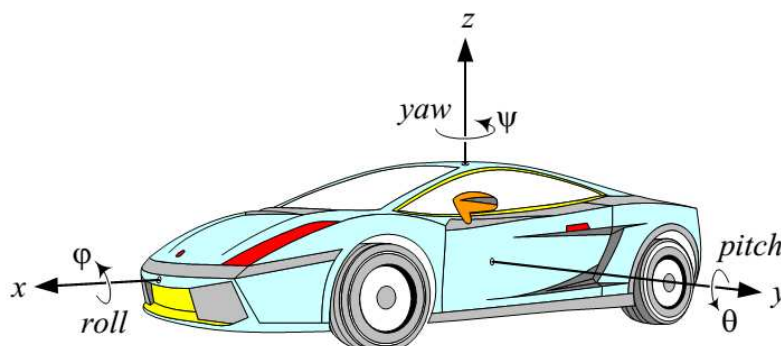


Figura 10: Moti rigidi del veicolo (Jazar, 2008)

Lo studio separato di questi tre moti rigidi è di fondamentale importanza. Dalla valutazione e determinazione di ciascuno di essi, è possibile conoscere il valore di vibrazione in qualsiasi punto del veicolo stesso, essendo quest'ultima una composizione dei tre movimenti. Il moto rigido di beccheggio genera una vibrazione longitudinale in zone del veicolo al di sopra del proprio baricentro. Il rollio invece, vibrazioni trasversali in zone della macchina al di sopra dell'asse di rollio, che nelle trattrici è posizionato all'altezza dell'asse di rotazione dell'assale anteriore. L'effetto delle due rotazioni è più accentuato in una trattrice rispetto ad un autoveicolo, questo a causa dell'elevata altezza da terra del piano di seduta dell'operatore rispetto ai due assi suddetti (G. Molari et al., 2012).

La forma reale del percorso preso in considerazione, quindi, genera i tre moti rigidi descritti sopra. Analizzando nello specifico, le suddette asperità del manto stradale generano l'eccitazione prima delle ruote anteriori e poi quelle posteriori; queste ultime sono eccitate con un ritardo di un certo intervallo temporale, pari al rapporto tra l'interasse del veicolo e la velocità di avanzamento. Considerando un veicolo che percorre un manto stradale con un profilo che presenta

un andamento di tipo sinusoidale, se il suo numero d'onda è tale che sia le ruote anteriori che quelle posteriori si trovino al picco del manto stradale nel medesimo istante, l'eccitante genera un moto di puro saltellamento; mentre se le ruote anteriori si trovano in corrispondenza della valle e quelle posteriori in corrispondenza del picco, l'eccitante genera un moto di puro beccheggio (Figura 11).

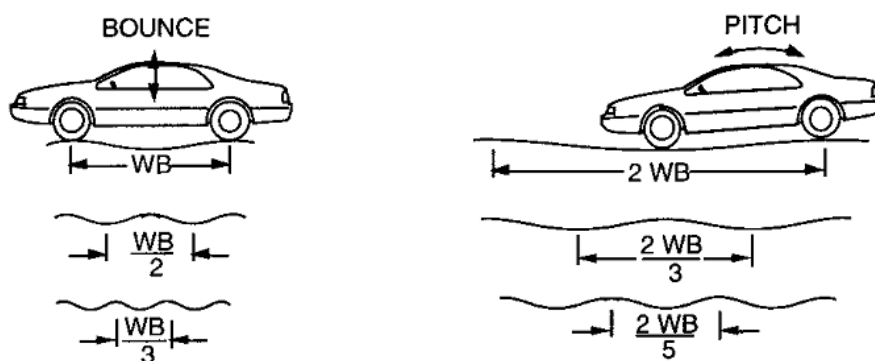


Figura 11: Effetto dell'elevazione del manto stradale sul saltellamento (foto a sinistra) e del beccheggio (foto a destra) (Thomas D. Gillespie, 1992)

La risposta del saltellamento è massima per numeri d'onda pari all'interasse del veicolo e suoi sottomultipli con denominatore intero. Per il beccheggio, invece, la risposta è massima per numeri d'onda pari a due volte l'interasse e suoi sottomultipli con denominatore dispari. Tale fenomeno è chiamato "wheelbase filtering" in quanto l'interasse "filtra" i numeri d'onda determinando una specifica risposta nel veicolo ed inoltre introduce una dipendenza tra la risposta del sistema e la sua velocità. Supponendo, ad esempio, di avere un veicolo con un interasse di 2m, la massima risposta al beccheggio è per numeri d'onda pari a $4, 4/3, 4/5...$; considerando una velocità di marcia di 10 m/s (circa 36 km/h), le corrispondenti frequenze sarebbero: 2,5, 7,5, 12,5...Hz. Prendendo in considerazione il saltellamento, la massima risposta del veicolo si verifica per numeri

d'onda pari a 2, 1, 1/3... , le cui corrispondenti frequenze sarebbero: 5, 10, 15...Hz. Tanto più la velocità del veicolo è alta e tanto più l'effetto del "wheelbase filtering" è accentuato. L'effetto del "wheelbase filtering" è rilevante per veicoli industriali a causa dell'elevato interasse associato ad una elevata rigidità delle sospensioni per poter sopportare il carico ed una bassa velocità di percorrenza.

La differente elevazione delle asperità del manto stradale nelle due carreggiate determina il rollio del veicolo (Figura 12).

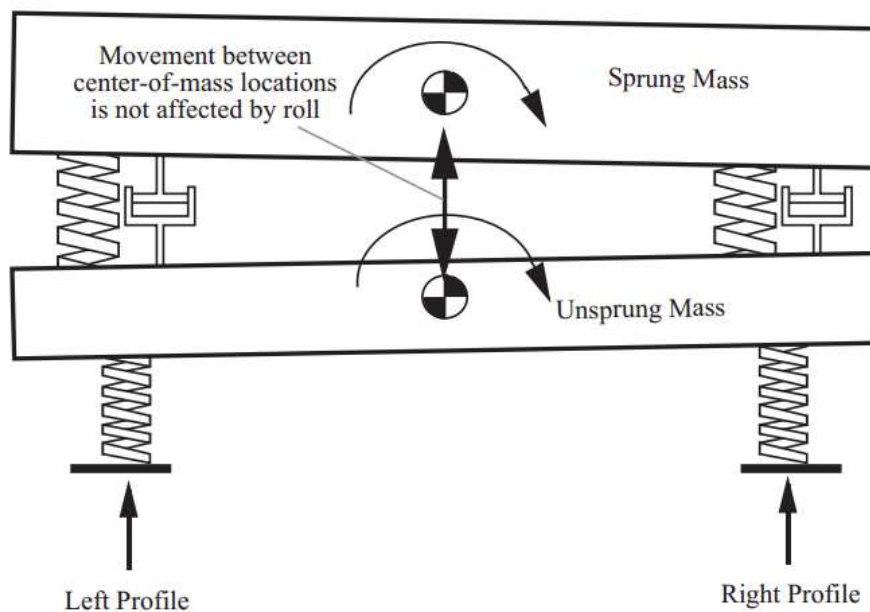


Figura 12: Effetto del profilo destro e sinistro sul rollio (Sayers & Karamihas, 1998)

Test al banco prova hanno portato alla definizione di criteri per ottimizzare la risposta del veicolo (Olley, 1934), quali:

- nessuna frequenza naturale dei tre modi rigidi deve essere superiore a 1,3 Hz;

- tutte e tre le frequenze naturali devono essere al massimo del 20% diverse tra loro;
- sospensioni posteriori del 30% più rigide di quelle anteriori.

La “prima regola di Olley” impone che tutti e tre moti siano accoppiati, cioè che ad esempio una traslazione del veicolo determini anche un beccheggio. Questa è una condizione preferibile, in quanto se fossero completamente disaccoppiati si avrebbe il passaggio da un moto di puro beccheggio ad uno di puro saltellamento in funzione della tipologia del manto stradale.

La “terza regola di Olley” ha origine dal fatto che il beccheggio produce effetti meno confortevoli del moto disaltellamento. Quando le ruote anteriori di un veicolo percorrono una buca (Figura 13), dopo un certo intervallo temporale, la stessa viene attraversata anche da quelle posteriori; se le sospensioni posteriori avessero rigidità pari a quella delle sospensioni anteriori, il tempo di risposta dei due assali sarebbe uguale, sviluppando un moto rigido di beccheggio che si smorzerebbe dopo un determinato intervallo temporale. Nel caso in cui le sospensioni posteriori avessero rigidità di valore maggiore rispetto a quella delle sospensioni anteriori, si avrebbe un tempo di risposta inferiore. Questo, dopo una prima oscillazione, porterebbe i due assali a muoversi in fase ed il veicolo in moto di puro saltellamento. Il valore della percentuale di rigidità, di cui devono essere dotate le sospensioni posteriori, pari al 30% è stato determinato considerando un autoveicolo con una distribuzione dei pesi del 50% all'anteriore e del 50% al posteriore, pertanto tale valore è diverso in veicoli con distribuzione dei pesi differente.

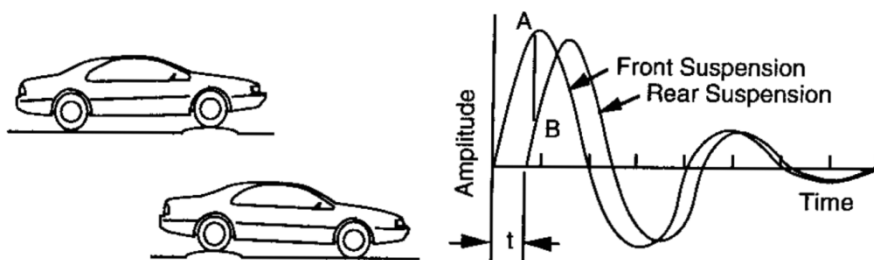


Figura 13: Oscillazione di un veicolo attraversante un dosso (Thomas D. Gillespie, 1992)

I sistemi sospensivi di un veicolo vengono usualmente progettati utilizzando dei modelli matematici più o meno complessi, quali ad esempio: “quarter-car”, “half-car”, “full-car” e “multibody”. Il modello “quarter-car” è utilizzato per progettare la sospensione degli autoveicoli ed è costituito da due gradi di libertà: saltellamento del telaio del veicolo e della ruota (Figura 14).

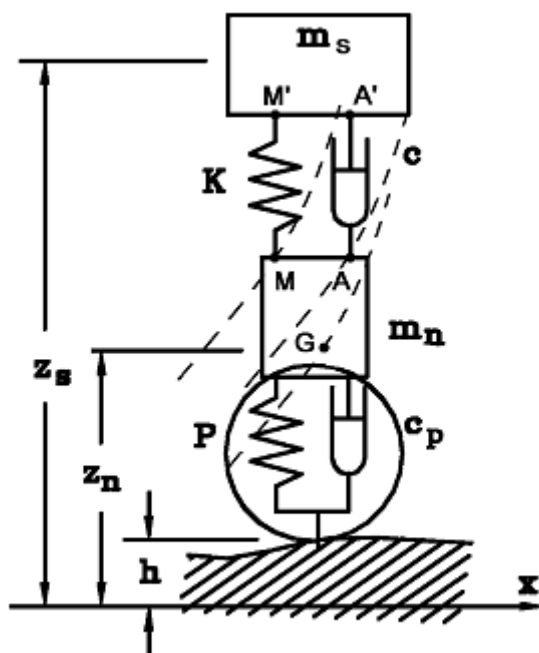


Figura 14: Modello quarter-car per modellare il comportamento di una sospensione (Genta & Morello, 2009)

Il modello “half-car” simula il veicolo come un piano appoggiato su due punti ed è utile per modellare il comportamento del veicolo al beccheggio ed al moto di saltellamento. Il suddetto modello è composto da una massa le cui due estremità sono collegate a due sistemi sospensivi ed ha due gradi di libertà: saltellamento e beccheggio del telaio (Figura 15).

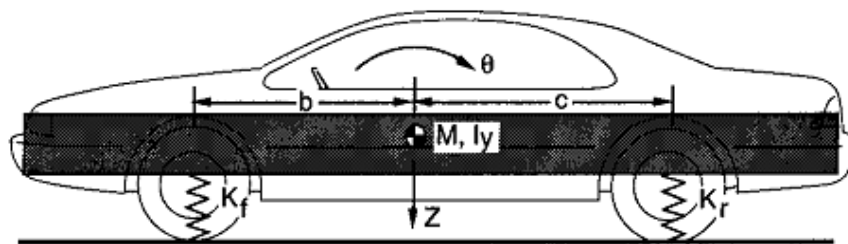


Figura 15: Modello half-car per modellare la il comportamento al beccheggio ed al saltellamento del veicolo (Thomas D. Gillespie, 1992)

Il modello “full-car” simula il veicolo appoggiato su quattro punti e ha pertanto sette gradi di libertà: beccheggio, rollio, saltellamento del telaio e saltellamento delle singole ruote (Figura 16).

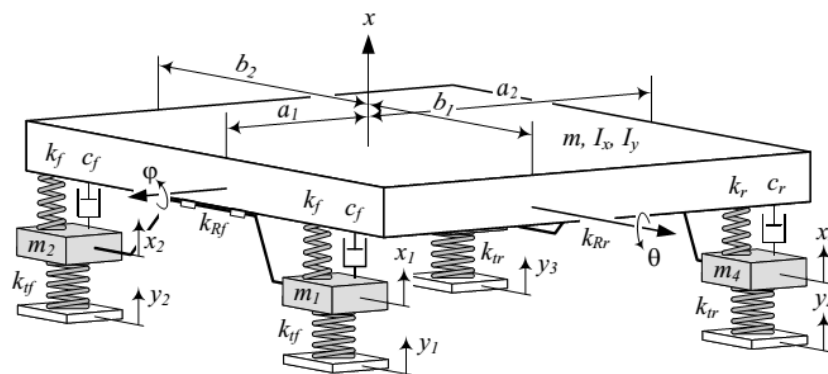


Figura 16: Modello full-car per modellare l'intera dinamica del veicolo (Jazar, 2008)

Modelli specifici per lo studio della dinamica verticale di una trattrice sono stati utilizzati invece per definire una sospensione cabina di tipo semi-attivo (Spelta et al., 2009). Tale modello è composto da 5 gradi di libertà: saltellamento dell'assale anteriore, beccheggio e saltellamento del telaio ed infine beccheggio e saltellamento della cabina (Figura 17):

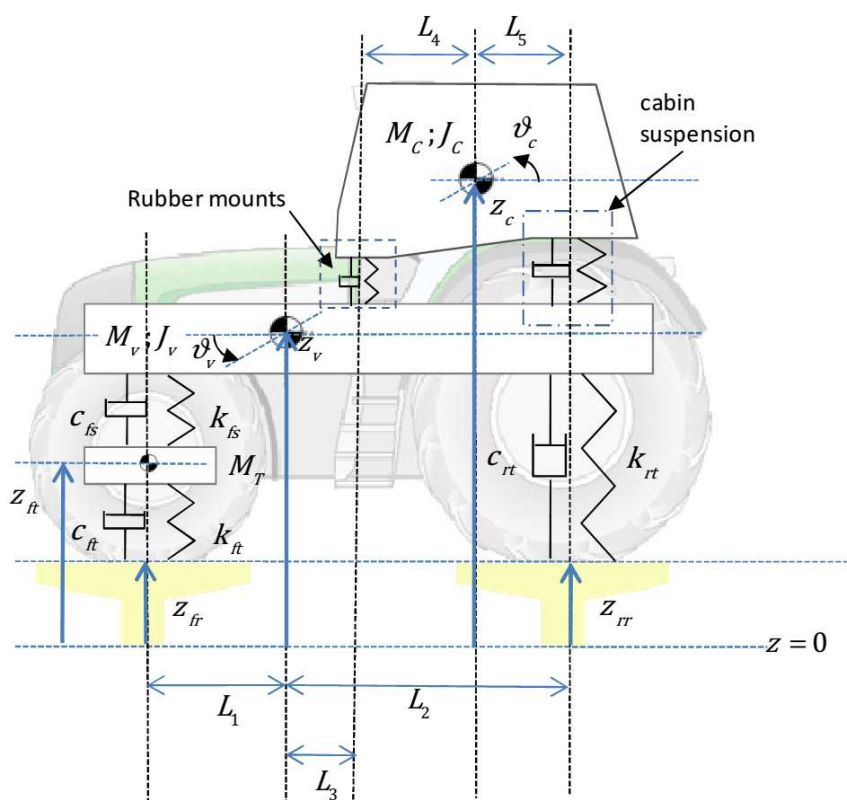


Figura 17: Modello a parametri concentrati per lo studio della dinamica verticale di una trattrice (Spelta et al., 2009)

I modelli "multibody", infine possono essere utilizzati per modellare la dinamica di sistemi interconnessi tra loro tramite relazioni cinematiche. Permettono di integrare nel modello un numero elevato di gradi di libertà rendendolo più dettagliato e complesso (Zeid & Chang, 1991). I modelli con un elevato numero di gradi di libertà sono

soggetti a due problemi: lunghi tempi necessari a portare a termine la simulazione e l'incertezza dei parametri. Modelli semplici come i primi che sono stati descritti, anche se non realistici, riescono a modellare la dinamica essenziale dei veicoli consentendo di progettare in maniera soddisfacente le sospensioni. Successivamente attraverso le prove pratiche si ottimizza il comportamento della sospensione. Per i trattori agricoli, i test sono necessari, in quanto non sono stati definiti dei semplici modelli matematici per valutare il comportamento del veicolo durante la marcia in terreni deformabili, proprio a causa della difficoltà di definire un modello che descriva in maniera ottimale il terreno. Questo obbliga i progettisti a dover disegnare una sospensione utilizzando modelli ottimizzati per gli autoveicoli, facendo in modo che la sospensione possieda una frequenza naturale pari a quella definita ottimale per la specifica tipologia di veicolo (Bauer, 2011; Kinagi, Pitchuka, & Sonawane, 2012).

2. Materiali e metodi

2.1 Misure

L'obiettivo di questo lavoro è quello di valutare l'effetto delle diverse sospensioni di cui una trattrice moderna è dotata, sul livello di vibrazioni trasmesso al conducente. Si è pertanto valutata la possibilità di strumentare una trattrice di nuova generazione. Nello specifico è stata scelta una macchina prodotta dall'azienda New Holland leader internazionale nella progettazione e distribuzione di macchine agricole (Figura 18). La trattrice è dotata di un motore che fornisce una potenza nominale di 170 kW alla presa di potenza. La scelta di questa tipologia di macchina è stata condizionata dalle caratteristiche tecniche e dai dispositivi sospensivi installati (sospensione assale, cabina e sedile) ed inoltre è quella maggiormente utilizzata per il trasporto su strada (M. Molari et al., 2011). Particolare attenzione viene posta dai produttori per rendere le macchine, adibite a questo particolare utilizzo, confortevoli dal punto di vista del trasporto su strada.



Figura 18: Trattore strumentato: New Holland T7

Nella Tabella 2 sono riportate le principali caratteristiche della trattrice scelta:

Tabella 2: Dati della trattrice utilizzata

Carreggiata [mm]	1830
Interasse [mm]	2884
Massa cabina [kg]	950
Massa totale trattore [kg]	9000
Distribuzione di peso all'anteriore [%]	40
Dimensioni pneumatici anteriori	600/65-R 28
Dimensioni pneumatici posteriori	710/70-R 38
Pressione pneumatici posteriori[kPa]	160
Pressione pneumatici anteriori[kPa]	160
Tipologia sedile	Meccanismo a forbice con smorzatore idraulico progressivo
Tipologia sospensione anteriore	Idraulica a controllo elettronico
Tipologia sospensione cabina	Automatica a 2 stadi

La pressione degli pneumatici utilizzati è quella nominale consigliata dal produttore.

Il sedile installato nel veicolo (Figura 19) è un'unità dotata di meccanismo a forbice, di molla ad aria e smorzatore idraulico progressivo.



Figura 19: Sedile installato sulla trattirice

L'assale anteriore a controllo idrodinamico permette un'azione ammortizzante "attiva" (Figura 20). E' presente un solo pistone di regolazione e un accelerometro che misura in tempo reale l'accelerazione e la flessione dell'assale anteriore. E' dotato di dispositivo per il bloccaggio manuale della sospensione.

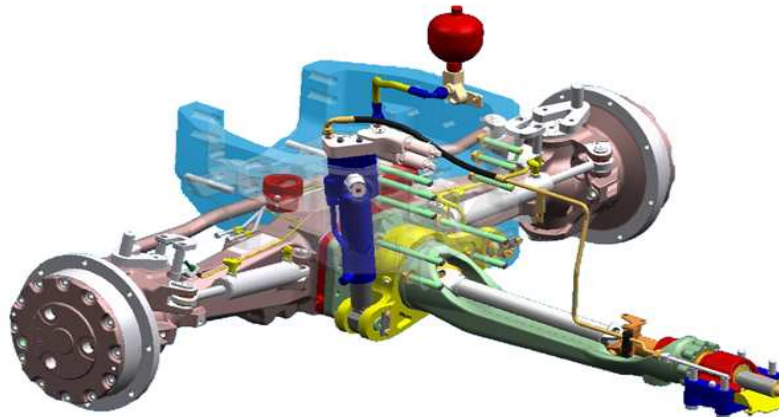


Figura 20: Schema della sospensione assale installata sulla trattrice

La cabina è sospesa su due punti, anteriormente e posteriormente. Nella parte anteriore è fissata su due tasselli conici in gomma e nella parte posteriore su due molle meccaniche accoppiate a due cilindri di smorzamento (Figura 21). Questa soluzione costruttiva viene adottata per ovviare, almeno in parte, all'assenza della sospensione posteriore nelle trattrici.

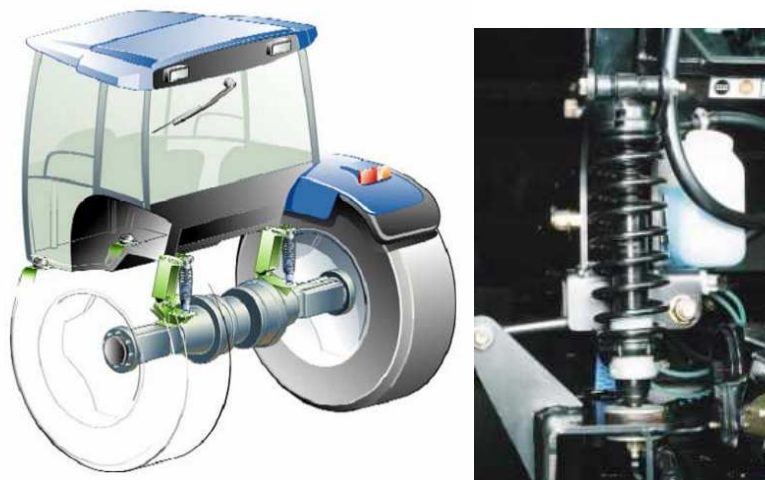


Figura 21: Schema della sospensione cabina e dettaglio cilindri ammortizzatori posteriori

Per valutare l'effetto di ciascun sistema sospensivo sulle vibrazioni al sedile è necessario monitorare l'entità di ciascun moto rigido del veicolo. L'accelerazione di un punto del telaio non è significativa dal punto di vista della valutazione dell'effetto di un sistema sospensivo installato in un veicolo. Tale valore sarà dato dalla composizione dei diversi movimenti rigidi della trattore. Posizionando quindi un accelerometro sulla scaletta del trattore, il valore di accelerazione è generato sia dal moto rigido di saltellamento sia dall'accelerazione lineare indotta dal rollio del veicolo. Questo perché il punto considerato per l'applicazione dell'accelerometro non si trova lungo l'asse di rollio del veicolo. Il trattore è composto da due differenti corpi: telaio e cabina tra loro collegati attraverso la sospensione cabina. Si è valutato quindi beccheggio, rollio e saltellamento sia del telaio che della cabina. E' stato poi installato l'accelerometro triassiale, specifico per effettuare le misure sulla seduta dell'utilizzatore, per valutare l'impatto del livello di vibrazione indotto al corpo intero.

Il saltellamento di cabina e telaio sono stati valutati con due accelerometri Measurement Specialities 4630 (Measurement Specialities, 2012a) posizionati sul supporto di collegamento del sedile alla cabina e sul supporto assale rispettivamente per misurare l'accelerazione verticale della cabina (Figura 22) e del telaio (Figura 23).

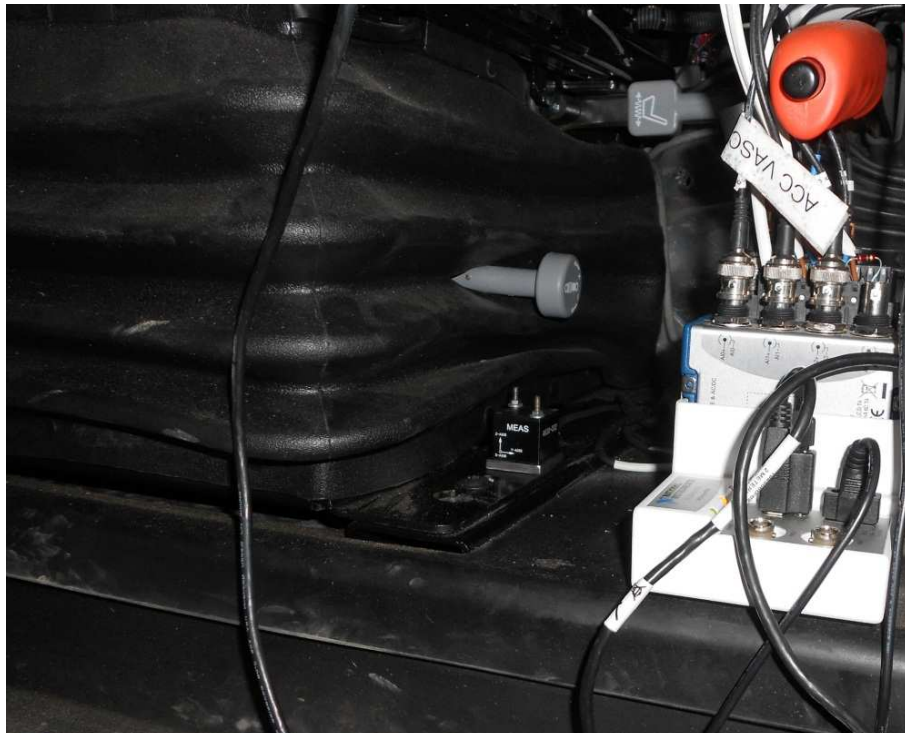


Figura 22: Accelerometro per la misura dell'accelerazione verticale della cabina del trattore



Figura 23: Accelerometro per la misura dell'accelerazione del telaio del trattore

Rollio e beccheggio della cabina e telaio sono stati misurati con due inclinometri bi-assiali Measurement Specialites Inclinometer DMG2-I (Measurement Specialities, 2012b). Solitamente tale misura viene effettuata usando piattaforme inerziali (M. Mattetti et al., 2012), ma a causa dell'elevato costo e della ridotte velocità di percorrenze di una trattrice si è preferito utilizzare questa tipologia di inclinometri. Il trasduttore in cabina è stato posizionato in prossimità dello sportello (Figura 24) e quello del telaio in prossimità della scaletta di accesso alla cabina (Figura 25).



Figura 24: Inclinometro posizionato nella cabina del trattore



Figura 25: Inclinometro installato nel telaio del trattore

La valutazione dell'impatto di ciascun moto rigido del trattore sulla percezione dell'operatore è stata effettuata installando un accelerometro triassiale da sedile 4368 prodotto dalla Bruel & Kjaer (Bruel & Kjaer, 2012) (Figura 26).



Figura 26: Accelerometro triassiale da sedile

2.2 Condizioni di prova

Il trattore è stato testato in numerose condizioni di lavoro al fine di valutare quale lavorazione risultasse la più gravosa in funzione dei diversi moti rigidi della macchina descritti precedentemente. Le condizioni di prova che sono state considerate solo le seguenti:

- marcia su pista “dura” secondo le direttive della norma ISO 5008 (ISO, 2002) alla velocità di 5 km/h con sospensione assale attiva e non attiva
- trasporto in strada ad alta velocità con trattore a “vuoto” e sospensione assale attiva non attiva
- trasporto su campo con sospensione assale attiva e non attiva
- trasporto con rimorchio carico in strada con sospensione assale attiva e non attiva

- trasporto con rimorchio vuoto in strada con sospensione assale attiva e non attiva
- aratura con sospensione assale attiva e non attiva (Figura 27)

La scelta delle condizioni di misura è stata dettata dalla stagionalità delle lavorazioni, nello specifico quelle effettuate nel periodo estivo. Il rimorchio utilizzato è a tre assi con ralla con sospensioni di tipo a balestre paraboliche e di tara pari a 4000 kg e portata pari a 12000 kg.



Figura 27: Trattore con aratro durante la prova di aratura

L'aratro utilizzato per le prove è un ERMO TM.2/ 96, aratro bivomere reversibile a larghezza di lavoro variabile meccanica. Dotato di sistema "non-stop" idropneumatico, permette lavorazioni anche in terreni con elevata densità di pietre, senza alcun danno ai corpi vomere. La massa di tale aratro è di circa 1700 kg.

2.3 Acquisizione e analisi dei segnali

Tutti i segnali sono stati acquisiti con una frequenza di campionamento di 500 Hz. Questo valore è stato scelto in funzione delle frequenze di interesse da rilevare, fino ad 80 Hz (ISO, 1997). La frequenza di campionamento deve risultare 5 volte maggiore della massima frequenza di interesse (Stoica & Moses, 1997). I segnali acquisiti dall'accelerometro posizionato sul sedile sono stati quindi elaborati. La prima operazione che è stata effettuata è quella di filtraggio con un filtro "passa alto" di tipo Butterworth di ordine 8 con una frequenza di taglio pari a 120Hz. Operazione necessaria per rimuovere il "rumore" ad alta frequenza come prescritto dalla normativa ISO (ISO, 1997). Successivamente sono stati elaborati e filtrati secondo le curve di pesatura indicate nella normativa ISO: W_d per le accelerazioni orizzontali e W_k per le accelerazioni verticali (ISO, 1997). Tutti i segnali sono stati processati usando il software NI Labview (<http://italy.ni.com/>). Per ogni sensore è stata rilevata la posizione di applicazione del sensore rispetto ad un punto teorico di riferimento del veicolo. Per il telaio e per la cabina, questo punto è posizionato nel piano di simmetria longitudinale del veicolo, longitudinalmente nel baricentro e verticalmente ad 1 metro da terra dal suolo; la quota longitudinale del baricentro è stata determinata attraverso pesatura pratica della trattrice.

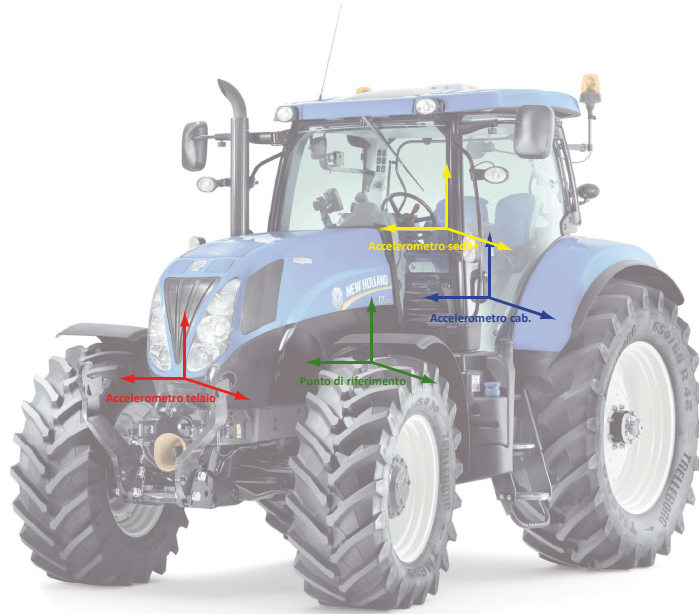


Figura 28: Effetto del differente posizionamento del sensore rispetto al punto di riferimento

È stato necessario correggere i dati rilevati per eliminare l'influenza del beccheggio sulle accelerazioni misurate.

La correzione è stata fatta utilizzando le formule della cinematica relativa dei corpi rigidi (M. Mattetti et al., 2012; Pfeffer, Harrer, & Lin, 2008):

$$a_{R,x} = a_{M,x} + \ddot{\theta}z_{MR} - \ddot{\psi}y_{MR} - (\dot{\theta}^2 + \dot{\psi}^2)x_{MR} + \dot{\theta}\dot{\psi}y_{MR} + \dot{\psi}\dot{\phi}z_{MR} \quad (13)$$

$$a_{R,y} = a_{M,y} + \ddot{\psi}x_{MR} - \ddot{\phi}z_{MR} - (\dot{\psi}^2 + \dot{\phi}^2)y_{MR} + \dot{\psi}\dot{\phi}z_{MR} + \dot{\phi}\dot{\theta}x_{MR} \quad (14)$$

$$a_{R,z} = a_{M,z} + \ddot{\phi}y_{MR} - \ddot{\theta}x_{MR} - (\dot{\phi}^2 + \dot{\theta}^2)z_{MR} + \dot{\phi}\dot{\psi}x_{MR} + \dot{\theta}\dot{\psi}y_{MR} \quad (15)$$

con:

$a_{M,x}, a_{M,y}, a_{M,z}$: rispettivamente accelerazione longitudinale, trasversale e verticale al punto di posizionamento del sensore

$a_{R,x}, a_{R,y}, a_{R,z}$: rispettivamente accelerazione longitudinale, trasversale e verticale al punto di riferimento del veicolo

x_{MR}, y_{MR}, z_{MR} : rispettivamente distanza longitudinale, trasversale e verticale tra il punto di posizionamento del sensore ed il punto di riferimento

φ, ϑ, ψ : rispettivamente angolo di rollio, di beccheggio ed imbardata

$\dot{\varphi}, \dot{\vartheta}, \dot{\psi}$: rispettivamente velocità di rollio, di beccheggio ed imbardata

$\ddot{\varphi}, \ddot{\vartheta}, \ddot{\psi}$: rispettivamente accelerazione di rollio, di beccheggio ed imbardata

Considerando:

-le basse velocità ed accelerazioni angolari

-che gli accelerometri sono stati posizionati lungo la mezzeria del veicolo

-che nelle condizioni di prova svolte la trattrice ha marciato esclusivamente in rettilineo

le equazioni (13) (14) (15) possono essere riscritte con le seguenti semplificazioni:

-i termini superiori al secondo ordine possono essere trascurati

- $y_{MR}=0$

- $\dot{\psi}, \ddot{\psi}=0$

Le equazioni utilizzate quindi per le correzioni sui segnali sono le seguenti (16) (17) (18), (19), (20), (21):

$$a_{Rt,x} = a_{Mt,x} + \dot{\vartheta}_t z_{MtR} \quad (16)$$

$$a_{Rt,y} = a_{Mt,y} - \ddot{\varphi}_t z_{MtR} \quad (17)$$

$$a_{Rt,z} = a_{Mt,z} - \ddot{\vartheta}_t x_{MtR} \quad (18)$$

$$a_{Rc,x} = a_{Mc,x} + \ddot{\vartheta}_c z_{McR} \quad (19)$$

$$a_{Rc,y} = a_{Mc,y} - \ddot{\varphi}_c z_{McR} \quad (20)$$

$$a_{Rc,z} = a_{Mc,z} - \ddot{\vartheta}_c x_{McR} \quad (21)$$

con:

$a_{Rt,x}$, $a_{Rt,y}$, $a_{Rt,z}$: rispettivamente accelerazione longitudinale, trasversale e verticale del telaio al punto di riferimento del telaio veicolo

$a_{Rc,x}$, $a_{Rc,y}$, $a_{Rc,z}$: rispettivamente accelerazione longitudinale, trasversale e verticale della cabina al punto di riferimento del telaio veicolo

$a_{Mt,x}$, $a_{Mt,y}$, $a_{Mt,z}$: rispettivamente accelerazione longitudinale, trasversale e verticale del telaio misurata

$a_{Mc,x}$, $a_{Mc,y}$, $a_{Mc,z}$: rispettivamente accelerazione longitudinale, trasversale e verticale del telaio misurata

$\ddot{\varphi}_t$, $\ddot{\vartheta}_t$: rispettivamente accelerazione di rollio, di beccheggio del telaio della trattrice

$\ddot{\varphi}_c$, $\ddot{\vartheta}_c$: rispettivamente accelerazione di rollio, di beccheggio della cabina della trattrice

x_{M_tR}, z_{M_tR} : rispettivamente distanza longitudinale e verticale tra il punto di misura dell'accelerazione del telaio ed il punto di riferimento della trattrice

x_{M_cR}, z_{M_cR} : rispettivamente distanza longitudinale e verticale tra il punto di misura dell'accelerazione della cabina ed il punto di riferimento della trattrice

E' stata valutata l'accelerazione rispetto un punto di riferimento del veicolo scelto arbitrariamente e non rispetto al proprio baricentro a causa dell'impossibilità di poter determinare praticamente la quota verticale dello stesso proprio a causa delle rilevanti dimensioni della trattrice in oggetto. Questa operazione inoltre permette di svincolare la posizione del baricentro dalle condizioni di carico della trattrice (Pfeffer et al., 2008). La suddetta operazione è stata applicata sia alle accelerazioni del telaio sia a quelle della cabina. A rigore sarebbe stato necessario correggere gli angoli di rollio e di beccheggio in quanto la rotazione della trattrice impone un'inclinazione degli assi degli inclinometri. Essendo però le rotazioni del telaio macchina di entità trascurabile non è quindi stata effettuata questo tipo di operazione. Inoltre i sensori sono accoppiati in AC e quindi non è stato necessario correggere il valore acquisito, del valore dall'accelerazione di gravità. Questa operazione sarebbe stata indispensabile in caso di accoppiamento DC tra sensore e dispositivo di acquisizione. Le accelerazioni e le velocità di beccheggio e di rollio sono state calcolate facendo riferimento all'angolo di beccheggio e di rollio applicando l'operatore di derivazione numerica.

Delle condizioni stazionarie misurate sono state calcolate la PSD di cabina e telaio al fine di valutare lo spettro in frequenza delle

accelerazioni e la trasmissibilità del sistema di sospensione, definita come:

$$T_* = \sqrt{\frac{PSD_{*,cab}}{PSD_{*,tel}}} \quad (22)$$

con:

T_* : trasmissibilità del generico movimento rigido del veicolo, i.e. beccheggio, saltellamento o rollio

$PSD_{*,cab}$: PSD del generico movimento rigido della cabina, i.e. beccheggio, saltellamento o rollio

$PSD_{*,tel}$: PSD del generico movimento rigido del telaio, i.e. beccheggio, saltellamento o rollio

Il calcolo del valore della trasmissibilità ha permesso di valutare l'attenuazione del picco di risonanza dei vari sistemi sospensivi. Detta attenuazione del picco di risonanza si è ottenuta calcolando il fattore di amplificazione (AF) definito come valore massimo tra le diverse PSD della cabina e del telaio:

$$AF = \max(T_*) \quad (23)$$

La valutazione della condizione di lavoro più gravosa è stata effettuata in accordo alla normativa ISO (ISO, 1997), calcolando il livello di vibrazione (a_{vc}) con l'equazione (4).

Usando le formule della cinematica relativa (13) (14) e (15) dalle quali è stata eliminata l'accelerazione lineare, si è ricondotta l'accelerazione angolare del telaio al sedile, permettendo di valutare l'effetto del moto di saltellamento, beccheggio e rollio del telaio sull'accelerazione percepita dall'operatore espressa dalle equazioni

(16) (17) (18) per il telaio e dalle equazioni (19) (20) (21) per la cabina:

$$a_{St,x} = \ddot{\vartheta}_t z_{M_tS} \quad (24)$$

$$a_{St,y} = -\ddot{\varphi}_t z_{M_tS} \quad (25)$$

$$a_{St,z} = \ddot{\vartheta} x_{MR} \quad (26)$$

$$a_{Sc,x} = \ddot{\vartheta}_c z_{M_cS} \quad (27)$$

$$a_{Sc,y} = -\ddot{\varphi}_c z_{M_cS} \quad (28)$$

$$a_{Sc,z} = \ddot{\vartheta}_c x_{M_cS} \quad (29)$$

con:

$a_{Stx}, a_{Sty}, a_{Stz}$: rispettivamente accelerazione longitudinale, trasversale e verticale al sedile indotta dalle accelerazioni angolari del telaio della trattrice

$a_{Scx}, a_{Scy}, a_{Scz}$: rispettivamente accelerazione longitudinale, trasversale e verticale al sedile indotta dalle accelerazioni angolari della cabina della trattrice

x_{M_tS}, z_{M_tS} : rispettivamente distanza longitudinale e verticale tra il punto di misura dell'accelerazione del telaio ed il cuscino del sedile

x_{M_cS}, z_{M_cS} : rispettivamente distanza longitudinale e verticale tra il punto di misura dell'accelerazione della cabina ed il cuscino del sedile

Z_{M_tS}, Z_{M_cS} possono variare durante la guida della trattrice a causa del movimento della sospensione sedile.

Pertanto i due punti sono stati corretti con l'equazione (30):

$$Z_{M_tS} = Z_{M_tSS} + \int_0^T \int_0^T (a_{S_z} - a_{M_cz}) dt dt + Z_{S,stat} \quad (30)$$

con:

Z_{M_tSS} : distanza verticale tra il punto di posizionamento del sensore al telaio ed il supporto sedile

a_{S_z} : accelerazione verticale misurata al sedile

T: durata della misura

$Z_{S,stat}$: distanza verticale iniziale tra il supporto sedile ed il piano di seduta pari a 0.25 m

L'integrale doppio introdotto nell'equazione (30) è stata valutato numericamente. Il processo numerico di integrazione nasconde numerosi problemi a causa delle derive del segnale quando viene integrato, se integrato con il metodo dei trapezi (Speckert, Dreßler, & Ruf, 2009). Pertanto si è preferito effettuare l'operazione di integrazione nel dominio della frequenza (Yang, 2009) (Figura 29).

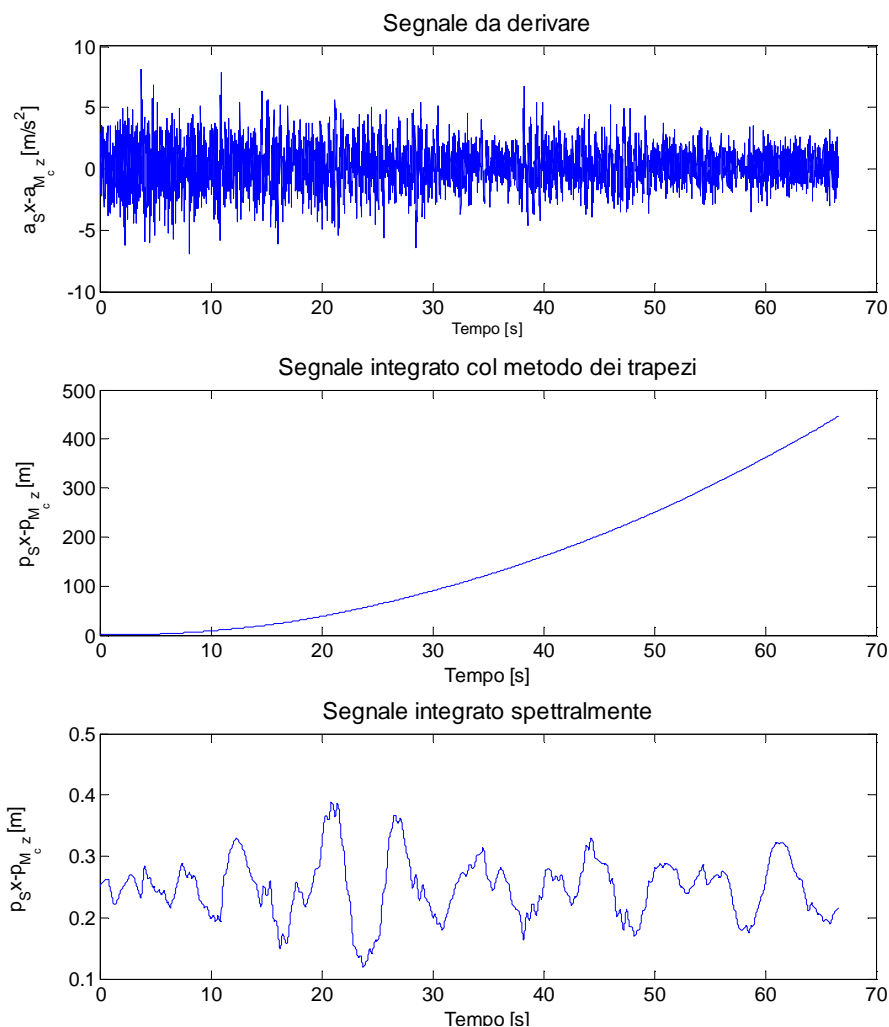


Figura 29: Confronto tra i diversi metodo di integrazione numerica

Sono stati calcolati quindi i valori RMS per le accelerazioni indotte al sedile dai moti angolari considerati: a_{Stx} , a_{Sty} , a_{Stz} , a_{Scx} , a_{Scy} , a_{Scz} denominati rispettivamente con: RMS_{Stx} , RMS_{Sty} , RMS_{Stz} , RMS_{Scx} , RMS_{Scy} , RMS_{Scz} . Tali valori sono stati confrontati con i corrispondenti valori RMS delle accelerazioni misurate al sedile lungo i tre assi, a_{Sx} , a_{Sy} , a_{Sz} , denominati rispettivamente con: RMS_{Sx} , RMS_{Sy} , RMS_{Sz} . Infine la valutazione dell'impatto di ciascun moto rigido

sull'accelerazione percepita dall'operatore è stata fatta valutandone la differenza percentuale tramite l'equazione (31):

$$diff_{i*}(\%) = \frac{RMS_{Si*}}{RMS_{S*}} \quad (31)$$

con:

$diff_{i*}$: effetto al sedile dell' i -esimo corpo (telaio o cabina) lungo la * direzione (x, y o z)

RMS_{Si*} : valore RMS dell'accelerazione al sedile indotta dal movimento dell' i -esimo corpo (telaio o cabina) lungo la * direzione (x, y o z)

RMS_{S*} : valore RMS dell'accelerazione misurata al sedile lungo la * direzione (x, y o z)

Maggiore sarà l'effetto delle accelerazioni angolari e maggiore sarà il valore di $diff(\%)$. In questo modo è possibile valutare in maniera quantitativa l'effetto di ciascun modo rigido, e l'effetto della sospensione cabina e assale.

3. Risultati

3.1 Analisi dei valori RMS

In Tabella 3 sono riportati i livelli di vibrazione ed i valori RMS delle accelerazioni pesate nelle tre direzioni per ciascuna condizione di misura.

Tabella 3: Elenco valori di vibrazione per ciascuna condizione di prova

Condizione di prova	a_{vc} [m/s²]	$a_{xw,RMS}$ [m/s²]	$a_{yw,RMS}$ [m/s²]	$a_{zw,RMS}$ [m/s²]
Pista ISO "dura" a 5 km/h con sospensione assale attivata	3.98	3.83	4.03	4.48
Pista ISO "dura" a 5 km/h con sospensione assale disattivata	4.18	4.95	4.05	5.88
Trasporto su strada trattore scarico con sospensione assale attivata	0.68	0.21	0.16	0.57
Trasporto su strada trattore scarico con sospensione assale disattivata	1.00	0.35	0.15	0.84
Trasporto su terreno con sospensione assale attivata	0.76	0.30	0.33	0.43
Trasporto su terreno con sospensione assale disattivata	0.84	0.33	0.38	0.46
Trasporto con rimorchio scarico su asfalto con sospensione assale disattivata	0.67	0.27	0.27	0.40
Trasporto con rimorchio scarico su asfalto con sospensione assale attivata	0.54	0.20	0.22	0.36
Trasporto con rimorchio carico su asfalto con sospensione assale disattivata	0.81	0.36	0.29	0.48
Trasporto con rimorchio carico su asfalto con sospensione assale attivata	0.62	0.27	0.21	0.39
Aratura con sospensione assale disattivata	1.05	0.53	0.40	0.49
Aratura con sospensione assale attivata	0.87	0.48	0.24	0.44

I livelli di vibrazione maggiori, che rispecchiano quindi le condizioni di utilizzo più gravose, sono stati registrati per le prove di trasporto su strada con trattore scarico pari a $1 \text{ [m/s}^2\text{]}$ e per la lavorazione di aratura pari a $1.05 \text{ [m/s}^2\text{]}$ entrambe effettuate con sospensione assale anteriore disattivata. L'attivazione della sospensione modifica tali valori rispettivamente a $0.68 \text{ [m/s}^2\text{]}$ e a $0.87 \text{ [m/s}^2\text{]}$. Dall'analisi globale dei risultati la riduzione del livello di vibrazione con sospensione assale attivata, è apprezzabile per tutte le condizioni di prova ed è compresa tra il 5% per il test su pista ISO, al 30% per il trasporto con trattore scarico in strada. Il valore maggiore per l'accelerazione verticale si evidenzia per la prova su pista ISO con sospensione assale disattivata pari a $5.88 \text{ [m/s}^2\text{]}$. Considerando i valori ottenuti nelle diverse configurazioni che riflettono il reale utilizzo, invece, il trasporto su strada con trattore scarico con sospensione assale disattivata presenta il valore maggiore, per quanto riguarda l'accelerazione verticale pari a $0.84 \text{ [m/s}^2\text{]}$ che si riduce a $0.57 \text{ [m/s}^2\text{]}$ se viene attivata la sospensione anteriore. L'effetto di riduzione prevalente, dovuto all'azione delle sospensioni, quindi, è quello relativo all'accelerazione verticale.

L'effetto della sospensione assale risulta molto ridotto per l'accelerazione trasversale. Questo risultato è dovuto al fatto che la sospensione assale non lavora in questa direzione. E' stata tuttavia registrata una variazione del livello dell'accelerazione per la componente trasversale con sospensione assale attivata; questo comportamento non è da attribuirsi totalmente alle capacità smorzanti indotte dalla sospensione anteriore, ma in parte anche allo smorzamento indotto alla macchina dalla casualità della conformazione delle asperità del terreno. Le prove effettuate in

campo, a differenza di quelle effettuate sull'asfalto non potevano essere eseguite nel medesimo tracciato a causa della deformabilità del terreno. Considerando la condizione di trasporto su terreno, l'accelerazione trasversale, con sospensione assale disattivata, ha valore pari a $0.33 \text{ [m/s}^2\text{]}$ che si riduce a $0.30 \text{ [m/s}^2\text{]}$ attivando la sospensione.

La componente verticale dell'accelerazione, per la maggior parte delle condizioni di misura, è prevalente rispetto alle componenti orizzontali.

Per quanto riguarda l'aratura, l'accelerazione longitudinale è pari a $0.48 \text{ [m/s}^2\text{]}$ prevalente rispetto a quella verticale di valore $0.44 \text{ [m/s}^2\text{]}$, differenza dovuta all'effetto della variazione della forza longitudinale applicata dal terreno. In questa condizione l'utilizzo della sospensione longitudinale del sedile può essere favorevole, anche se non ci sono studi che quantificano il vantaggio dell'utilizzo di questa tipologia di sospensione.

Questo risultato differisce da quello verificato dagli studi effettuati da Stayner (Scarlett, Price, Semple, & Stayner, 2005) a causa delle differenti condizioni di misura. Questa attività infatti ha concentrato l'attenzione sull'attività di trasporto mentre gli studi effettuati da Stayner sono principalmente concentrati lavorazioni di campo.

In Tabella 4 sono riportati i valori degli angoli di rollio e di beccheggio per il telaio e per la cabina:

Tabella 4: Valori degli angoli assunti durante le diverse condizioni di prova

Condizione di prova	Rollio cabina [°]	Beccheggio cabina [°]	Rollio telaio [°]	Beccheggio telaio [°]
Pista ISO "dura" a 5 km/h con sospensione assale attivata	4.69	4.79	4.96	5.30
Pista ISO "dura" a 5 km/h con sospensione assale disattivata	4.87	4.86	5.03	5.51
Trasporto su strada, trattore scarico con sospensione assale attivata	1.95	1.78	2.03	2.08
Trasporto su strada, trattore scarico con sospensione assale disattivata	2.01	1.83	2.12	2.13
Trasporto su terreno con sospensione assale attivata	2.68	2.09	3.62	2.98
Trasporto su terreno con sospensione assale disattivata	3.03	2.28	3.76	3.02
Trasporto con rimorchio scarico su asfalto con sospensione assale disattivata	2.61	3.11	3.17	4.41
Trasporto con rimorchio scarico su asfalto con sospensione assale attivata	2.07	2.92	2.58	4.02
Trasporto con rimorchio carico su asfalto con sospensione assale disattivata	2.02	3.04	2.67	4.67
Trasporto con rimorchio carico su asfalto con sospensione assale attivata	2.07	2.92	2.58	4.02
Aratura con sospensione assale disattivata	3.62	3.94	4.00	4.19
Aratura con sospensione assale attivata	2.81	3.18	3.01	3.57

I valori maggiori degli angoli di rollio e beccheggio vengono registrati durante la marcia a 5 km/h su pista ISO proprio a causa del profilo stesso dalla pista e della sua caratteristica di non deformabilità. I

valori degli angoli di rollio per la cabina e telaio sono pari rispettivamente a 4.69° e 4.96° , mentre gli angoli di beccheggio risultano rispettivamente 4.79° e 5.30° .

I valori più bassi vengono registrati per il trasporto in strada con trattore scarico, proprio a causa del profilo della superficie di percorrenza che è prevalentemente piana senza asperità apprezzabili. I valori degli angoli di rollio per la cabina e telaio sono pari rispettivamente a 1.95° e 2.03° , mentre gli angoli di beccheggio risultano rispettivamente 1.78° e 2.08° .

La condizione di utilizzo di trasporto su strada, nelle diverse configurazioni che sono state analizzate, mostra valori di rollio e beccheggio, inferiori a quelli rilevati per la lavorazione di aratura. Infatti gli angoli di rollio per la cabina e telaio sono pari rispettivamente a 2.81° e 3.01° , mentre gli angoli di beccheggio risultano rispettivamente 3.18° e 3.57° .

Solamente l'operazione di trasporto su terreno, presenta valori superiori rispetto a quelli rilevati per il trasporto su strada, proprio a causa della conformazione irregolare del percorso che effettua la macchina. In questo caso gli angoli di rollio per la cabina e telaio sono pari rispettivamente a 2.68° e 3.62° , mentre gli angoli di beccheggio risultano rispettivamente 2.09° e 2.98° .

Dall'analisi si può affermare che, per tutte le operazioni analizzate, il telaio assume sempre valori di angoli di rollio e di beccheggio globalmente superiori rispetto alla cabina.

In Figura 30 sono mostrati i segnali registrati, relativi degli angoli di rollio e beccheggio sia per il telaio che per la cabina, per il trasporto in strada, con sospensione assale disattivata.

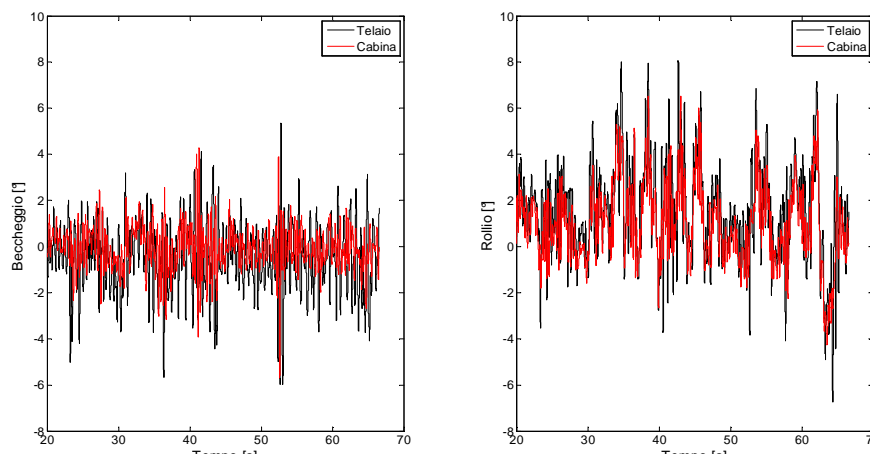


Figura 30: Beccheggio e rollio durante il trasporto in strada con sospensione assale disattivata

Nonostante la trattrice marci su una traiettoria rettilinea, diversamente da quanto atteso, dall'analisi dei valori degli angoli rilevati di cabina e telaio, dovuti al moto rigido di beccheggio, risulta che gli stessi sono sempre minori di quelli causati dal moto rigido di rollio. La trattrice, non presenta alcun sistema sospensivo al rollio e pertanto è particolarmente sensibile al profilo della superficie del percorso che sta seguendo. Questo risultato è quindi dovuto alla sollecitazione che genera il manto stradale, non regolare per entrambe le carreggiate, rispettivamente su gli pneumatici di entrambi i lati destro e sinistro della macchina. Esiste quindi un moto relativo tra cabina e telaio di entità non trascurabile, che peggiora il "feeling" di guida durante il trasporto su strada. L'operatore percepisce quindi un movimento della cabina rispetto al telaio; l'osservazione del movimento del cofano della trattrice, che rispecchia la dinamica del telaio, tuttavia è differente da quello da quello generato dal moto rigido di rollio della cabina. La suddetta combinazione di effetti muta la percezione di guida generando a

lungo termine disorientamento nell'operatore. Questo porta ad effettuare praticamente al volante, continue e non necessarie correzioni all'angolo di sterzata della trattrice: lo stato dinamico del veicolo è correlato direttamente al moto rigido di rollio a cui è soggetto l'operatore, che nel caso delle trattrici è quello della cabina (Abe, 2009). La sospensione di cui è dotata la cabina della trattrice in esame, non produce azioni di riduzione apprezzabili dell'effetto sopra descritto; al contrario la sospensione dell'assale anteriore genera un'azione efficace nel ridurre il moto rigido di beccheggio della macchina (Figura 31).

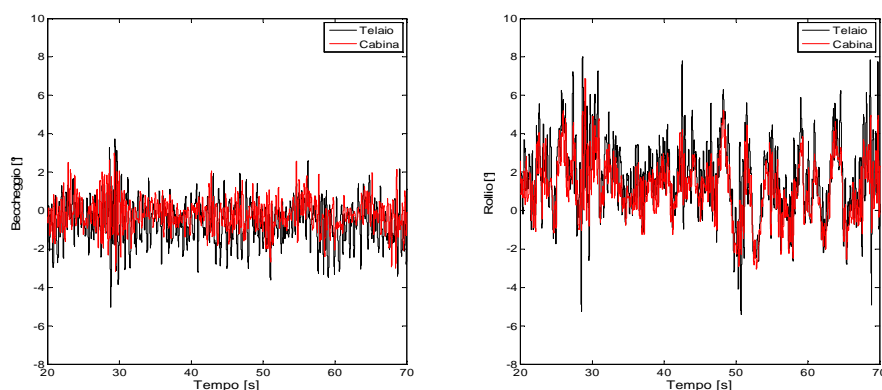


Figura 31: Beccheggio e rollio durante il trasporto in strada con sospensione assale attivata

3.2 Analisi degli spettri

In Figura 32 sono mostrati gli andamenti delle PSD delle accelerazioni dei tre moti rigidi della cabina e del telaio (saltellamento, beccheggio e rollio) durante la marcia su asfalto a velocità costante.

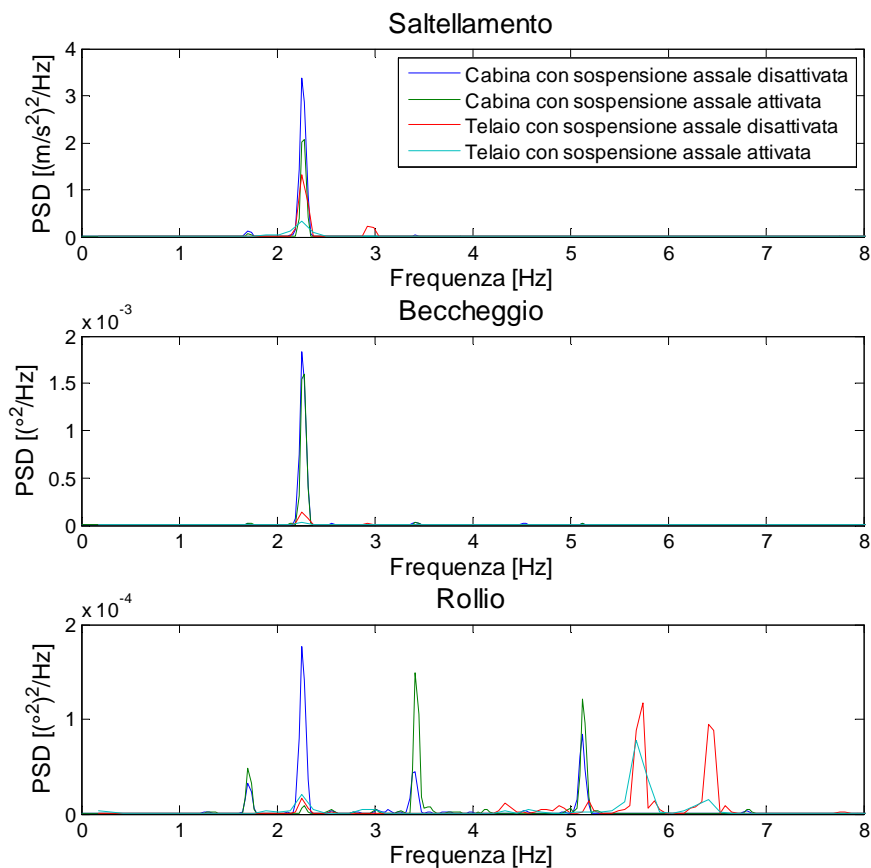


Figura 32: Confronto dei moti rigidi di cabina e telaio

Analizzando la potenza del segnale, si evince che l'accelerazione di saltellamento presenta una densità spettrale di entità maggiore rispetto a quella osservata per il moto rigido di beccheggio. L'accelerazione di rollio presenta valori di PSD minori rispetto agli altri modi in quanto la trattrice ha effettuato un percorso rettilineo. Anche se i picchi delle PSD sono maggiori per la cabina che per il telaio, in realtà valutando il valore medio la cabina riduce il livello di vibrazione del telaio. Per tutti i modi si registra un picco alla frequenza di 2.25 Hz. La causa della presenza di questo picco nell'andamento della PSD, è da imputare al fatto che i moti rigidi

sono accoppiati: il saltellamento genera anche una parte del moto di beccheggio causato dalla differente rigidità delle sospensioni installate sulla trattrice. Questo effetto è positivo evitando quindi il passaggio da un movimento di puro beccheggio ad uno di puro saltellamento in funzione della frequenza dell'eccitante rendendo il "ride" discontinuo e quindi poco confortevole. Secondo quanto affermato dagli studi effettuati da Olley, la frequenza alla quale si verifica il picco della PSD è ben più alta del valore ottimale (1.3 Hz). Questo valore rilevato è tipico per veicoli industriali che sono normalmente caratterizzati da un'elevata massa e da un'elevata rigidità delle sospensioni, rigidità necessaria per sopportare il carico di lavoro. Tale frequenza ha valore molto simile a quella dello spettro dell'eccitante, con la quale devono essere testati i sedili progettati per essere installati sulle trattrici (ISO, 2003). La PSD relativa al saltellamento e al beccheggio, inoltre, presenta un solo picco, scarsamente smorzato. Al contrario per il rollio lo spettro non presenta un picco ben definito. Per beccheggio e saltellamento la presenza di questo picco è da imputare alla mancanza di un vero e proprio sistema sospensivo applicato l'assale posteriore. Solamente gli pneumatici contribuiscono a smorzare gli effetti del suolo sul telaio, azione dovuta al coefficiente di smorzamento radiale degli stessi che normalmente assume valori molto bassi, prossimi allo zero (Lines & Murphy, 1991). L'attuale tendenza dei produttori di pneumatici, inoltre, è quella di commercializzare prodotti a bassa isteresi, i quali, benchè riducano notevolmente i consumi, sono caratterizzati da un valore basso del coefficiente di smorzamento radiale. Generano quindi un effetto di smorzamento minore, producendo benefici molto limitati. La trattrice, come descritto

precedentemente, è dotata di pneumatici posteriori con un raggio di rotolamento nominale pari a 0.925m; questa dimensione genera una frequenza di rotolamento, calcolata a 44 km/h, pari a :

$$f_{rp} = \frac{44/3.6}{0.925 * 2\pi} = 2.12 \text{ Hz} \quad (32)$$

Il valore di questa frequenza è prossimo a quello della frequenza naturale del veicolo. Il raggio di rotolamento potrebbe essere ovviamente inferiore durante la marcia su percorso asfaltato, aumentando così il valore fino a 2.25 Hz, corrispondente al valore di frequenza per la quale è registrato il picco dell'andamento della PSD. Questo il motivo per cui il trasporto su strada è una delle operazioni più impegnative dal punto di vista del "comofort" dell'operatore. Tale fenomeno, nei veicoli stradali, produce un effetto di entità non rilevante per diversi motivi: i cerchioni prima dell'installazione sono soggetti ad equilibratura; il pneumatico ruota ad una frequenza molto maggiore della frequenza propria del veicolo essendo di diametro molto inferiore rispetto agli pneumatici installati nelle trattrici. Gli autoveicoli avanzano normalmente a velocità superiori rispetto a quelle per cui sono progettate le trattrici. La sospensione cabina possiede una bassa capacità smorzante, in quanto amplifica il picco della PSD sia del saltellamento che del beccheggio dal telaio. La sospensione dell'assale anteriore, invece, riduce in entrambi i casi il picco della PSD, del beccheggio e del saltellamento, in particolar modo per quanto riguarda la cabina. Riduce inoltre l'accelerazione di rollio della macchina. Questo perché, nonostante il rollio di fatto è dato dalla rigidità radiale degli pneumatici, la sospensione assale introduce un effetto di smorzamento di questo moto, riducendo di

conseguenza l'ampiezza dei picchi. L' "accoppiamento" dei modi propri della macchina fa sì che tutte le accelerazioni rilevate al sedile presentano un picco della PSD nella medesima frequenza (Figura 33) in particolar modo per le accelerazioni verticale e longitudinale.

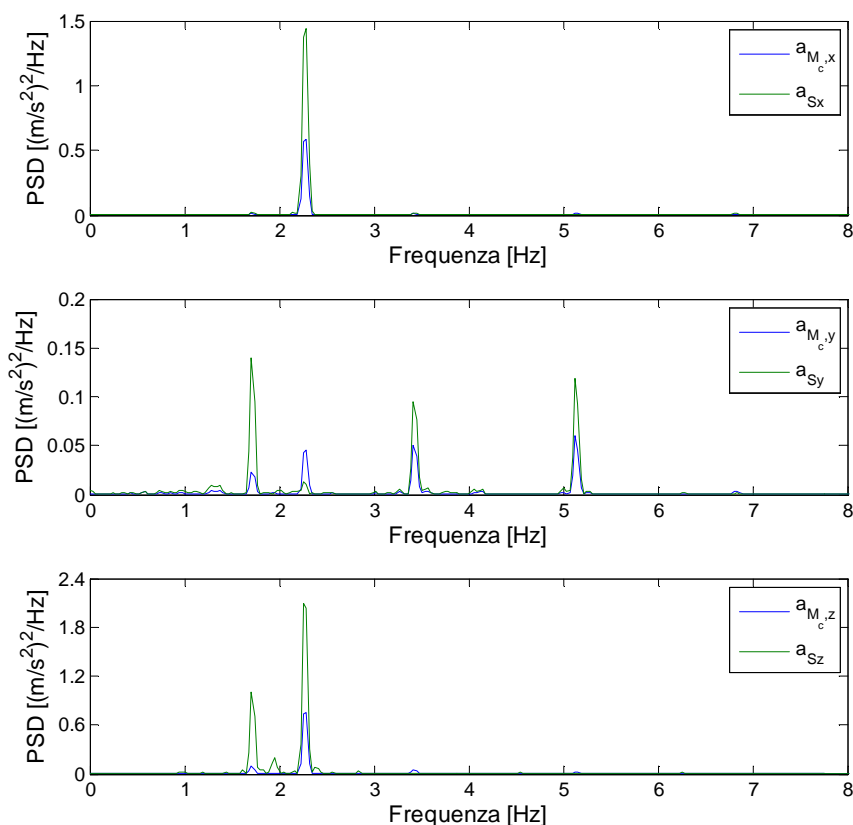


Figura 33: Confronto dell'accelerazione al sedile ed alla piattaforma del sedile per le tre direzioni

Il segnale relativo alla componente verticale presenta picchi di valore superiore rispetto alle componenti trasversali e longitudinali. L'effetto è dovuto al fatto che la dinamica della macchina si sviluppa principalmente lungo la direzione verticale. L'accelerazione longitudinale dovrebbe risultare teoricamente nulla, in quanto la trattoria avanza di moto rettilineo e a velocità costante. Praticamente

si è rilevato un picco di ampiezza dieci volte maggiore, rispetto a quello relativo alla direzione trasversale e di intensità inferiore del 30% di quello osservato per la direzione verticale. La causa è da imputare al moto di beccheggio del veicolo che è maggiormente evidente durante la marcia in strada. Lo spettro dell'accelerazione al sedile presenta un picco evidente alla frequenza naturale propria del veicolo nelle direzioni longitudinale e verticale. Analizzando la componente verticale sono presenti due picchi, probabilmente generati dalla non linearità del sistema sospensivo del sedile. La componente trasversale non presenta nessun picco in quanto l'eccitante è l'andamento irregolare del manto stradale la quale non possiede l'adeguato contenuto in frequenza per eccitare il veicolo nella dinamica laterale. Studi precedenti hanno mostrato che anche nella dinamica laterale si registra uno spettro con un solo picco scarsamente smorzato ad una frequenza naturale più bassa dei 2.25 Hz rilevati in questa analisi (M. Mattetti et al., 2012). Il livello di vibrazione al sedile è quindi sempre maggiore rispetto a quello registrato sulla piattaforma di fissaggio. Questo dovuto principalmente ai movimenti angolari della cabina della trattrice, anche nella direzione verticale, nonostante sia presente la sospensione del sedile. Questo effetto è dovuto a una non ottimale capacità della sospensione sedile di smorzare la sollecitazione vibrazionale in questa condizione di utilizzo, ma anche all'effetto del beccheggio che incrementa l'accelerazione verticale.

In Tabella 5 sono evidenziati i valori massimi assunti dalle PSD per ciascun moto rigido.

Tabella 5: Valori dei picchi massimi delle PSD di Figura 32

Moto rigido	Condizione di misura	Picco [(m/s ²) ² /Hz]
Saltellamento	Cabina, assale disattivato	3.37
	Cabina, assale attivato	2.06
	Telaio, assale disattivato	1.33
	Telaio, assale attivato	0.33
Beccheggio	Cabina, assale disattivato	18*10 ⁻⁴
	Cabina, assale attivato	15*10 ⁻⁴
	Telaio, assale disattivato	13*10 ⁻⁵
	Telaio, assale attivato	3.7*10 ⁻⁵
Rollio	Cabina, assale disattivato	18*10 ⁻⁵
	Cabina, assale attivato	15*10 ⁻⁵
	Telaio, assale disattivato	12*10 ⁻⁵
	Telaio, assale attivato	7.7*10 ⁻⁵

Analizzando i valori della Tabella 5 si possono ricavare i valori degli AF della sospensione cabina e del telaio (Tabella 6):

Tabella 6: Valori di AF di ciascun sistema sospensivo

Moto rigido	Sospensione	AF
Saltellamento	Sospensione cabina con assale disattivato	1.6
	Sospensione cabina con assale attivato	6.2
	Sospensione assale	0.2
Beccheggio	Sospensione cabina con assale disattivato	13.8
	Sospensione cabina con assale attivato	40.5
	Sospensione assale	0.3
Rollio	Sospensione cabina con assale disattivato	1.5
	Sospensione cabina con assale attivato	1.9
	Sospensione assale	0.6

La sospensione cabina amplifica l'entità del picco per ciascun moto rigido in modo considerevole, soprattutto per quanto riguarda il beccheggio. Il principale motivo per cui si ha questo effetto è dovuto al fatto che uno dei principi di Olley afferma che in un veicolo, per minimizzare il beccheggio sarebbe necessario installare una sospensione posteriore più rigida di quella anteriore. Tuttavia il trattore che è stato testato in questa sede presenta una sospensione cabina meno rigida posteriormente che anteriormente. E' pratica comune infatti, per molti costruttori, progettare e installare una sospensione posteriore nella cabina con effetto smorzante maggiore, al fine di sopperire alla mancanza della sospensione dell'assale posteriore. Tale configurazione è ottimale nel ridurre il beccheggio, tuttavia peggiorativa durante la marcia ad alta velocità (Rehnberg &

Drugge, 2007). E' possibile pensare che tale effetto possa essere amplificato durante il trasporto di attrezzi collegati all'attacco a tre punti a causa dell'aumento del momento d'inerzia lungo l'asse trasversale del veicolo e dello spostamento del baricentro verso l'assale posteriore. Per quanto riguarda l'effetto della sospensione assale, questa assorbe in maniera efficiente l'eccitante dovuta all'applicazione di un carico posteriore alla trattrice, riducendo notevolmente il fattore di amplificazione per ogni movimento rigido che è stato considerato. Tale effetto si presume possa migliorare durante la marcia in campo, in quanto le sospensioni dei veicoli industriali, sono progettate per fornire la migliore efficienza, in condizioni di veicolo a pieno carico; minore efficienza invece su terreni poco accidentati dove la deformazione dell'elemento elastico della sospensione è limitata, l'isteresi è alta a causa degli attriti del sistema e quindi il comportamento della sospensione è simile a quello di una sospensione più rigida e quindi meno performante.

3.3 Analisi dell'effetto delle accelerazioni angolari al sedile

In Tabella 7 sono mostrati i contributi delle accelerazioni angolari al sedile. Le percentuali che sono state calcolate assumono valori alquanto differenti, in funzione delle condizioni di lavoro per la differente dinamica a cui è sottoposta la trattrice nelle diverse lavorazioni che sono state considerate.

Tabella 7: Effetto delle accelerazioni angolari sull'accelerazioni al sedile

	Diff _{cx} [%]	Diff _{cy} [%]	Diff _{cz} [%]	Diff _{tx} [%]	Diff _{ty} [%]	Diff _{tz} [%]
Pista ISO "dura" a 5 km/h con sospensione assale attivata	15	19	8	15	22	11
Pista ISO "dura" a 5 km/h con sospensione assale disattivata	17	20	9	18	17	19
Trasporto in strada, trattore scarico con sospensione assale attivata	45	35	27	70	17	49
Trasporto in strada, trattore scarico con sospensione assale disattivata	56	36	30	76	18	55
Trasporto su terreno con sospensione assale attivata	32	28	19	50	14	39
Trasporto su terreno con sospensione assale disattivata	47	32	27	52	15	42
Trasporto con rimorchio scarico su asfalto con sospensione assale attivata	41	32	25	67	17	44
Trasporto con rimorchio scarico su asfalto con sospensione assale disattivata	53	34	29	72	19	52
Trasporto con rimorchio carico su asfalto con sospensione assale attivata	38	30	25	63	16	42
Trasporto con rimorchio carico su asfalto con sospensione assale disattivata	49	33	29	65	19	49
Aratura con sospensione assale disattivata	12	24	14	14	27	24
Aratura con sospensione assale attivata	13	24	15	17	28	25

Il contributo dell'accelerazione di beccheggio sul livello di vibrazioni è prevalente rispetto a quello del rollio. Questo è dovuto al fatto che il moto di beccheggio agisce sia sulla direzione longitudinale che su

quella verticale, a differenza di quello di rollio che influisce solo sull'accelerazione trasversale. L'effetto del beccheggio sull'accelerazione longitudinale è prevalente rispetto a quello che si riscontra sull'accelerazione verticale. La stessa considerazione si può fare analizzando l'effetto del moto rigido di rollio su quella trasversale. Le accelerazioni indotte al sedile dal beccheggio del telaio della macchina sono maggiori rispetto a quelle indotte dalla cabina. Ciò è dovuto alla maggiore distanza tra centro dinamico di beccheggio e posizione di fissaggio del sedile. L'effetto dell'accelerazione di rollio della cabina invece è maggiore rispetto a quella del telaio nonostante la minore distanza del piano di seduta all'asse di rollio della cabina. Questo indica una ridotta capacità della sospensione cabina di isolare la cabina stessa dall'accelerazione di rollio del telaio della trattrice. La sospensione assale produce un effetto di riduzione dell'accelerazione di beccheggio della cabina e di quella del telaio. Inoltre risulta ridotto il contributo dovuto alle accelerazioni angolari sulle accelerazioni al sedile in tutte le condizioni di utilizzo, in modo particolare relativamente alle accelerazioni longitudinali. Analizzando le diverse condizioni in cui è stata utilizzata la trattrice, si osserva che il minore effetto delle accelerazioni angolari sull'accelerazione al sedile, si evidenzia durante la prova su pista ISO. Questo risultato è dovuto probabilmente ai continui shocks in direzione verticale generati dai profili ondulati presenti nella pista. Le accelerazioni angolari di beccheggio e rollio durante la marcia su pista ISO, tuttavia, sono maggiori rispetto a quelle durante la marcia in strada. Il trasporto su asfalto con trattore scarico presenta l'effetto prevalente per quanto riguarda le accelerazioni angolari al sedile. La marcia del veicolo su un

terreno non deformabile, principalmente piano e privo di macro ondulazioni, fa registrare un valore ridotto del moto di saltellamento. Questo valore diminuisce durante la marcia su terreno deformabile proprio in virtù delle caratteristiche proprie del terreno le quali permettono una riduzione sostanziale delle accelerazioni angolari rispetto alla condizione di marcia su terreno non deformabile. Nella condizione di trasporto con rimorchio, carico o scarico, l'azione indotta dal tiro del rimorchio, collegato al trattore tramite il gancio di traino, riduce l'effetto delle accelerazioni angolari, in particolar modo lungo la direzione longitudinale. Analogamente a quanto descritto per l'operazione di trasporto con rimorchio, lo stesso risultato si osserva per la lavorazione di aratura. L'effetto del beccheggio si riduce proprio a causa delle variazioni di tiro proprie dell'interazione fra terreno ed attrezzo.

4. Conclusioni

In questa tesi è stata definita una metodologia per la valutazione dell'influenza delle accelerazioni angolari generate dai moti rigidi di una trattoria sulle componenti dell'accelerazione verticale e orizzontale al sedile percepite dall'operatore. Questo lavoro è stato effettuato strumentando una trattoria di elevata potenza prodotta dall'azienda New Holland. Tale trattoria è stata scelta in quanto risulta essere il modello maggiormente utilizzato per l'operazione di trasporto. Le misure e le prove che sono state effettuate hanno permesso una comprensione sufficientemente completa della dinamica della trattoria agricola in specifiche condizioni di trasporto e lavoro. Ha permesso inoltre di identificare le condizioni maggiormente gravose per il corpo umano. L'attività si è focalizzata sull'operazione di trasporto in quanto è riconosciuta essere una delle condizioni di lavoro più impegnativa. Per raggiungere questo obiettivo sono stati analizzati i moti rigidi di cabina e telaio della trattoria. I risultati ottenuti hanno evidenziato che la marcia in strada è la condizione lavorativa che produce sollecitazioni che provocano il maggior grado di danneggiamento. Le cause sono la rigidità delle superfici di percorrenza e la frequenza di rotolamento delle ruote, prossima a quella propria del veicolo. Entrambe contribuiscono ad incrementare il livello di vibrazione al sedile. Durante la marcia su terreno tale effetto è molto meno evidente in quanto la deformabilità dello stesso contribuisce a smorzare la sorgente delle vibrazioni rendendo il lavoro più confortevole. Questo dimostra che,

a livello progettuale, risulta necessario ottimizzare i sistemi sospensivi per la marcia in strada ad alta velocità. Dei moti rigidi che sono stati analizzati, il beccheggio è particolarmente rilevante in quanto genera accelerazioni longitudinali anche durante la marcia in strada a velocità costante: condizione in cui dovrebbe essere nulla almeno a livello teorico. Lo spettro dell'accelerazione di beccheggio e di rollio sia del telaio che della cabina mostra una vibrazione scarsamente smorzata a causa del fatto che, in generale, sulle trattrici non sono installati sistemi sospensivi tali da introdurre un adeguato smorzamento. Questo semplifica il progetto di una sospensione in quanto è presente una frequenza dominante della risposta del sistema. La sospensione cabina lavora in maniera non ottimale per quanto riguarda la riduzione dell'effetto del moto di beccheggio del telaio. In alcune condizioni il fattore di amplificazione del beccheggio è elevato e tende ad incrementare notevolmente la componente della vibrazione di frequenza pari a quella naturale del veicolo, anche se globalmente il valore RMS dell'accelerazione al sedile è più basso di quello al telaio. Si suppone che il fattore di amplificazione della sospensione cabina per i tre moti rigidi analizzati possa essere addirittura maggiore di quanto è stato rilevato in questa tesi. In particolar modo durante il trasporto di attrezzi collegati al sollevatore posteriore a causa della maggiore massa e momento d'inerzia lungo l'asse trasversale della trattrice. Infine si può sostenere che il "ride" non rispetta i criteri di Olley, che sono universalmente accettati come criteri che permettono di definire quando si è in presenza di una buona guidabilità durante la marcia di autoveicoli. La frequenza naturale dei tre modi è maggiore del valore massimo accettabile di 0.9 Hz. L'effetto del beccheggio è

particolarmente rilevante sulle accelerazioni al sedile ed una riduzione di questo moto rigido consente di limitare il livello di vibrazioni trasmesse all'operatore. L'accelerazione di beccheggio, infatti, induce al sedile accelerazioni longitudinali, le quali hanno un fattore di scala del 40% maggiore rispetto alle accelerazioni verticali nel calcolo del livello di vibrazione secondo la norma ISO 2631-1. Si dovrebbe inoltre tenere conto del fatto che, durante la progettazione globale della sospensione sedile, il meccanismo dovrebbe essere in grado di isolare l'accelerazione dovuta al moto di saltellamento.

Tali misure sono utili per fornire linee guida per la progettazione di nuovi sistemi sospensivi per trattorie agricole e per valutarne la capacità di isolamento globale, valutazione che vada oltre al solo calcolo del livello vibrazionale indotto. Per avere maggiori dettagli, tuttavia, sarebbe opportuno eseguire ulteriori misure nelle medesime condizioni, con il trattore nella configurazione di trasporto di attrezzi portati a sollevatore.

Bibliografia

Abe, M. (2009). *Vehicle Handling Dynamics: Theory and Application*. Butterworth-Heinemann.

Bauer, W. (2011). *Hydropneumatic Suspension Systems*. London, UK. Springer.

Bodria, L., Pellizzi, G., & Piccarolo, P. (2006). *Meccanica agraria: La meccanizzazione*. Bologna. Il Sole 24 Ore Edagricole.

Bruel & Kjaer. (2012). Bruel & Kjaer - 4368 Accelerometer.

Clay, R., & Hemingway, P. (2001). *Engineering Tractors for Higher Speeds*. ASAE. ASAE Distinguished Lecture No. 25.

Decreto legislativo 19 agosto 2005, n.187 (2005).

DLG. (2005). *Grammer seat MSG 95 EAC/741 with active seat suspension* (No. 5542F). Gross-Umstadt (GER).

Donati, P. (2002). Survey of technical preventative measures to reduce whole-body vibration effects when designing mobile machinery. *Journal of Sound and Vibration*, 253(1), 169–183.

EC. (2002). *Directive 2002/44/EC of the European Parliament and of the Council* (Page) (pagg 1–7). Strasbourg (France): European Commission.

Edwards, G. A. B. (2002). Innovation in the farm tractor world–1970–2010 who leads? who follows. In *2002 ASAE Annual International*

BIBLIOGRAFIA

Meeting/CIGR XVth World Congress Chicago, Illinois USA, July (pagg 18–31).

Eurostat. (2010). *Agricultural statistics Main results — 2008–09. Eurostat - Pocketbooks.*

Eurostat. (2012). *Database health and safety at work.* Eurostat.

Fairley, T. E. (1995). Predicting the discomfort caused by tractor vibration. *Ergonomics*, 38(10), 2091–2106.

Fornell, C. (2008). *The Satisfied Customer: Winners and Losers in the Battle for Buyer Preference.* Palgrave Macmillan.

Genta, G., & Morello, L. (2009). *The Automotive Chassis: System design.* Dordrecht, Paesi Bassi, Springer.

Gillespie, T. D. (1983). The dynamic behavior of nonuniform tire/wheel assemblies. UMTRI-83-8.

Gillespie, T. D., Sayers, M. W., & Segel, L. (1980). Calibration of response-type road roughness measuring systems. *NCHRP Report*, (228).

Gillespie, Thomas D. (1992). *Fundamentals of Vehicle Dynamics.* Warrendale, PA, USA. Society of Automotive Engineers.

Griffin, M. J. (1996). *Handbook of Human Vibration.* Amsterdam: Elsevier.

Healey, A. J., Nathman, E., & Smith, C. C. (1977). Analytical and experimental study of automobile dynamics with random roadway

BIBLIOGRAFIA

inputs. *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurements and Control*, 99(Series G).

Hulshof, C., & Van Zanten, B. V. (1987). Whole-body vibration and low-back pain. A review of epidemiologic studies. *International Archives of Occupational and Environmental Health*, 59(3), 205–220.

INAIL. (2012). Banca dati «Vibrazioni Mano Braccio» e «Vibrazioni Corpo Intero». *Portale Agenti Fisici*.

ISO. (1995). *Mechanical vibration -- Road surface profiles -- Reporting of measured data* (No. 8608:1995) (pagg 1–29).

ISO. (1997). *Mechanical vibration and shock -- Evaluation of human exposure to whole-body vibration -- Part 1: General requirements* (No. 2631-1:1997) (pagg 1–31).

ISO. (2002). *Agricultural wheeled tractors and field machinery – Measurement of whole-body vibration of the operator* (No.5008:2002) (pagg 1-24)

ISO. (2003). *Mechanical vibration -- Measurement and evaluation of human exposure to hand-transmitted vibration -- Part 1: General requirements* (No. 5349-2:2001) (pagg 1–32).

ISO. (2003). *Agricultural wheeled tractors -- Operator's seat -- Laboratory measurement of transmitted vibration* (No. 5007:2003) (pagg 1–14).

ISO. (2011). *Road vehicles -- Vehicle dynamics and road-holding ability -- Vocabulary* (No. 8855:2011) (pagg 1–42).

BIBLIOGRAFIA

Janicak, C. A. (2000). Occupational Fatalities to Workers Age 65 and Older Involving Tractors in the Crops Production Agriculture Industry. *Journal of Safety Research*, 31(3), 143–148. doi:10.1016/S0022-4375(00)00032-3

Jazar, R. N. (2008). *Vehicle Dynamics: Theory and Application*. Berlin (Germany): Springer.

Kinagi, G. V., Pitchuka, S. P., & Sonawane, D. (2012). *Hydropneumatic Suspension Design for Light Military Tracked Vehicle* (No. 2012-01-1911). Warrendale, PA: SAE International.

Laib, L. (1995). Analysis of the vibration-excitation effect caused by deformable soil surfaces. *Journal of Terramechanics*, 32(3), 151–163. doi:10.1016/0022-4898(95)00013-5

Lee, C.-M., & Goverdovskiy, V. N. (2009). Type synthesis of function-generating mechanisms for seat suspensions. *International Journal of Automotive Technology*, 10(1), 37–48. doi:10.1007/s12239-009-0005-5

Lee, R. A., & Pradko, F. (1968). *Analytical analysis of human vibration*. Society of Automotive Engineers.

Lines, J. A., & Murphy, K. (1991). The radial damping of agricultural tractor tyres. *Journal of Terramechanics*, 28(2–3), 229–241. doi:10.1016/0022-4898(91)90036-6

Lines, J. A., Stile, M., & White, R. T. (1995). Whole body vibration during tractor driving. *Journal of Terramechanics*, 14(2), 87–104.

BIBLIOGRAFIA

Mansfield, N. J., Holmund, P., & Lundstrom, R. (2000). Comparison of subjective response to vibration and shock with standard analysis methods and absorbed power. *Journal of Sound and Vibration*, 230(3), 477–491. doi:10.1006/jsvi.1999.2475

Marsili, A., Ragni, L., Santoro, G., Servadio, P., & Vassalini, G. (2002). PM—Power and Machinery: Innovative Systems to reduce Vibrations on Agricultural Tractors: Comparative Analysis of Acceleration transmitted through the Driving Seat. *Biosystems Engineering*, 81(1), 35–47. doi:10.1006/bioe.2001.0003

Mastinu, G., Gobbi, M., & Miano, C. (2006). *Optimal Design of Complex Mechanical Systems: With Applications to Vehicle Engineering*. London, UK: Springer London, Limited.

Mattetti, M., Molari, G., Pesce, M., Grillo, M., Forte, M., & Sedoni, E. (2012). Evaluation of the frequency response of tractor cab angular movements. *Transactions of the ASABE*. doi:In press

Mattetti, Michele, Molari, G., & Sedoni, E. (2012). Methodology for the realisation of accelerated structural tests on tractors. *Biosystems Engineering*, 113(3), 266–271. doi:10.1016/j.biosystemseng.2012.08.008

Measurement Specialities. (2012a). Measurement Specialities - Accelerometer Model 4630 - Datasheet.

Measurement Specialities. (2012b). Measurement Specialities - Inclinator DMG2-I.

BIBLIOGRAFIA

Molari, G., Mattetti, M., Badodi, M., & Sedoni, E. (2012). Vehicle rigid motion effects on whole body vibration. In *CIGR-AgEng 2012*. Presentato al Agriculture & Engineering for a Healthier Life.

Molari, M., Mattetti, M., Pesce, M., Grillo, M., Forte, M., & Sedoni, E. (2011). Evaluation of a Tractor's Driving Performance on the Road. *Transactions of the ASABE*, 54(1), 13–23.

Mongin, S. J., Jensen, K. E., Gerberich, S. G., Alexander, B. H., Ryan, A. D., Renier, C. M., ... Carlson, K. F. (2007). Agricultural injuries among operation household members: RRIS-II 1999. *Journal of agricultural safety and health*, 13(3), 295–310.

Myers, J. R., Snyder, K. A., Hard, D. L., Casini, V. J., Cianfrocco, R., Fields, J., & Morton, L. (1998). Statistics and epidemiology of tractor fatalities- A historical perspective. *Journal of Agricultural Safety and Health*, 4(2), 95–108.

National Research Council. (2001). *Musculoskeletal Disorders and the Workplace: Low Back and Upper Extremities*. Washington, D.C, USA. National Academies Press.

Nilsson, K., Pinzke, S., & Lundqvist, P. (2010). Occupational injuries to senior farmers in Sweden. *Journal of Agricultural Safety and Health*. 16(1). 19-29.

Olley, M. (1934). Independent wheel suspension—its whys and wherefores. *SAE Technical Paper*, 340080.

Pankoke, S., Buck, B., & Woelfel, H. P. (1998). DYNAMIC FE MODEL OF SITTING MAN ADJUSTABLE TO BODY HEIGHT, BODY MASS AND

BIBLIOGRAFIA

POSTURE USED FOR CALCULATING INTERNAL FORCES IN THE LUMBAR VERTEBRAL DISKS. *Journal of Sound and Vibration*, 215(4), 827–839. doi:10.1006/jsvi.1998.1699

Payne, P. R., & Band, E. G. (1971). *A four-degree-of-freedom lumped parameter model of the seated human body*. DTIC Document.

Pfeffer, P. E., Harrer, M., & Lin, J. (2008). Vehicle dynamics measurements. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 222(5), 801–813.

Rakheja, S., & Sankar, S. (1984). Suspension Designs to Improve Tractor Ride: II. Passive Cab Suspension. *SAE Technical Paper*, 841108.

Rehnberg, A., & Drugge, L. (2007). *Pitch Comfort Optimisation of a Front End Loader using a Hydropneumatic Suspension* (SAE Technical Paper No. 2007-01-4269). Warrendale, PA: SAE International.

Sayers, M. W., Gillespie, T. D., & Paterson, W. D. O. (1986). *Guidelines for conducting and calibrating road roughness measurements*.

Sayers, M. W., & Karamihas, S. M. (1998). The little book of profiling. *Basic information about measuring and interpreting road profiles*, 100.

Scarlett, A. J., Price, J. S., & Stayner, R. M. (2007). Whole-body vibration: Evaluation of emission and exposure levels arising from agricultural tractors. *Journal of Terramechanics*, 44(1), 65–73.

BIBLIOGRAFIA

Scarlett, A. J., Price, R. S., Semple, D. A., & Stayner, R. M. (2005). *Whole-body vibration on agricultural vehicles: evaluation of emission and estimated exposure levels* (No. RR321) (pagg 1–249). Health and Safety Executive.

Servadio, P., Marsili, A., & Belfiore, N. P. (2007). Analysis of driving seat vibrations in high forward speed tractors. *Biosystems Engineering*, 97(2), 171–180. doi:10.1016/j.Biosystemseng.2007.03.004

Speckert, M., Dreßler, K., & Ruf, N. (2009). Undesired drift of multibody models excited by measured accelerations or forces. In *Multibody dynamics*. Presentato al ECOMAS, Warsaw (PL).

Spelta, C., Savaresi, S. M., Previdi, F., Galli, F., & Tremolada, S. (2009). Modeling and identification of vertical dynamics of an agricultural machine. In *2009 IEEE Control Applications, (CCA) Intelligent Control, (ISIC)* (pagg 101 –106). Presentato al 2009 IEEE Control Applications, (CCA) Intelligent Control, (ISIC). doi:10.1109/CCA.2009.5281067

Stoica, P., & Moses, R. L. (1997). *Introduction to spectral analysis*. Jersey: Prentice Hall.

Unimog. (2013, Gennaio 27). In *Wikipedia*.

Von Holst, C. (2011). Improving Operators Vibration Insulation by Intelligent Semi-Active Cab Suspension. In *Solutions for Intelligent and Sustainable Farming* (pagg 201–207). Germany: VDI.

Yang, W. (2009). *Signals and Systems with MATLAB*. London, UK, Springer.

BIBLIOGRAFIA

Zeid, A., & Chang, D. (1991). Simulation of multibody systems for the computer-aided design of vehicle dynamic controls. In *SAE Technical Paper Series*.

Con questo elaborato si conclude il mio percorso di studio del Dottorato di Ricerca. Un sentito ringraziamento al Professor Adriano Guarnieri e al Professor Giovanni Molari che mi hanno seguito in questi anni e mi hanno dato la possibilità raggiungere questo obiettivo. Un saluto e un ringraziamento particolare ai miei genitori e a Michele, con cui ho condiviso buona parte del mio tempo in questi anni.