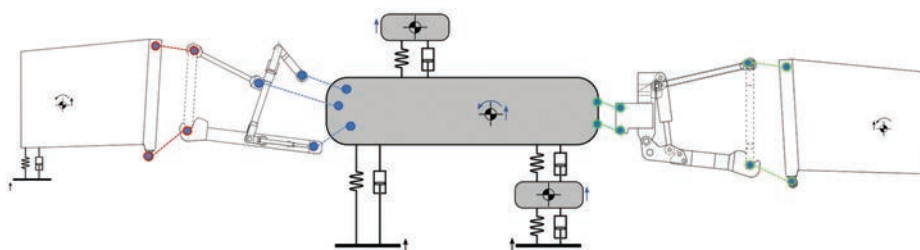
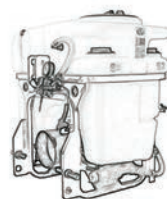
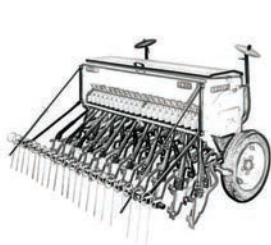
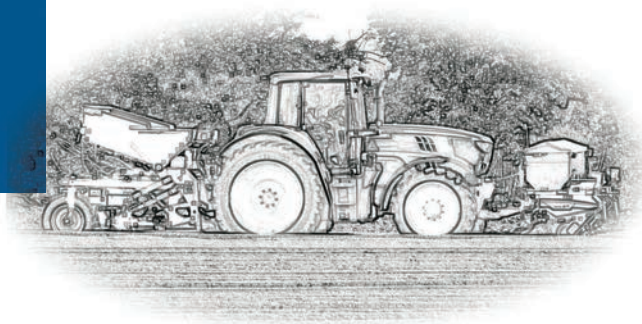


PROGETTAZIONE ACUSTICA E VIBRATORIA DI MACCHINE E ATTREZZATURE PER USO AGRICOLO

INAIL

Manuale operativo

2021



COLLANA **SALUTE E SICUREZZA**

PROGETTAZIONE ACUSTICA E VIBRATORIA DI MACCHINE E ATTREZZATURE PER USO AGRICOLO

INAIL

Manuale operativo

2021

Pubblicazione realizzata da

Inail

Dipartimento di medicina, epidemiologia, igiene del lavoro e ambientale

Coordinamento scientifico

Pietro Nataletti³

Autori

Annalisa Fregolent¹, Walter D'Ambrogio², Jacopo Brunetti², Pietro Nataletti³

In collaborazione con

Antonio Culla¹, Miriam Papa¹, Emanuele Savone¹, Fabio Picca¹

Editing e grafica

Emanuela Giuli³, Pina Galzerano³

¹ Università degli Studi di Roma La Sapienza - Dipartimento di ingegneria meccanica e aerospaziale

² Università degli Studi dell'Aquila - Dipartimento di ingegneria industriale e dell'informazione e di economia

³ Inail - Dipartimento di medicina, epidemiologia, igiene del lavoro e ambientale

per informazioni

Inail - Dipartimento di medicina, epidemiologia, igiene del lavoro e ambientale

Via Fontana Candida, 1 - 00078 Monte Porzio Catone (RM)

dmil@inail.it; p.nataletti@inail.it

www.inail.it

©2021 Inail

ISBN 978-88-7484-659-7

Gli autori hanno la piena responsabilità delle opinioni espresse nelle pubblicazioni, che non vanno intese come posizioni ufficiali dell'Inail.

Le pubblicazioni vengono distribuite gratuitamente e ne è quindi vietata la vendita nonché la riproduzione con qualsiasi mezzo. È consentita solo la citazione con l'indicazione della fonte.

PREMESSA

Il presente manuale è stato predisposto nell'ambito del progetto BRIC Inail ID26, dal titolo 'Definizione di linee guida innovative, basate sullo stato dell'arte attuale, ai fini della progettazione, costruzione, certificazione e bonifica di macchine, attrezzature e ambienti di lavoro a basso rischio di esposizione a rumore e vibrazioni per i lavoratori'. L'intero progetto ha avuto lo scopo di definire le procedure e le tecniche più adeguate da utilizzare nei vari ambiti, con l'obiettivo di ridurre il rischio di esposizione a rumore e vibrazioni per i lavoratori. I principali settori oggetto di studio sono stati i seguenti:

- progettazione acustica di ambienti di lavoro industriali e non;
- progettazione acustica e vibratoria di macchine e attrezzature per uso agricolo;
- certificazione acustica e vibratoria delle macchine.

Per ciascuno dei suddetti settori sono stati studiati uno o più casi studio nell'ambito dei quali sono state eseguite sperimentazioni, analisi e simulazioni. Gli esempi descritti nei casi studio hanno permesso di eseguire specifici approfondimenti e contribuiscono a semplificare il trasferimento delle conoscenze e l'applicazione delle procedure descritte nei manuali.

I manuali prodotti nell'ambito di questo progetto non sono rivolti solo a tecnici altamente qualificati ma si prestano anche ad una fruizione da parte di personale di diverso livello come progettisti, costruttori, utilizzatori di macchine ed apparecchiature, datori di lavoro, responsabili della sicurezza ed altri.

Per quanto riguarda il presente manuale sulla 'Progettazione acustica e vibratoria di macchine e attrezzature per uso agricolo', oltre ad un quadro generale legislativo e normativo e alle tecniche di modellazione acustica e vibratoria delle macchine, è stato effettuato un approfondito censimento delle lavorazioni colturali in agricoltura e dei trattori agricoli, in combinazione con le varie macchine operatrici portate o trainate.

Il manuale affronta gli aspetti relativi alla modellazione dell'emissione acustica e vibratoria delle macchine agricole, al duplice fine di capire quali sono le sorgenti più significative e quali sono le combinazioni trattore/attrezzatura che causano il maggior rischio di esposizione per gli operatori.

Il manuale si pone l'obiettivo di fornire ai progettisti e ai costruttori di macchine e attrezzature agricole gli strumenti per progettare e realizzare macchine a minore emissione di rumore e vibrazioni, sia per quanto riguarda macchine nuove che usate, vista la particolare vetustà del parco macchine agricole italiane. A tale scopo, gli strumenti utilizzati sono la modellazione sotto strutturale dinamica e la SEA (Statistical Energy

Analysis), corredati da numerosi esempi pratici e casi studio relativi ai principali interventi tecnici per la riduzione dell'esposizione a rumore e vibrazioni al posto di guida, quali sedili antivibranti, cabine antivibranti, assali ammortizzati. Tali strumenti, uniti a quelli già presenti nel Portale Agenti Fisici (PAF), contribuiranno alla riduzione dei livelli di rischio dovuti all'esposizione professionale a rumore e vibrazioni, come previsto dall'art. 28, comma 3ter del d.lgs.81/2008.

Sergio Iavicoli
*Direttore del Dipartimento di medicina,
epidemiologia, igiene del lavoro e ambientale*

INDICE

1	Obiettivi e destinatari del manuale	9
2	Vibroacustica: elementi di base	11
2.1	Vibrazioni di un sistema meccanico: elementi di base	11
2.1.1	Sistemi ad 1 grado di libertà	13
2.1.2	Sistemi a più gradi di libertà	16
2.2	Trasmissibilità	18
2.3	Acustica: grandezze fisiche coinvolte	20
2.3.1	Propagazione del suono	24
2.3.2	Irradiazione	25
3	Effetto delle vibrazioni e del rumore sull'uomo	27
3.1	Effetto delle vibrazioni sul corpo umano	28
3.2	Stima dell'esposizione alle vibrazioni: quadro normativo	32
3.3	Effetti del rumore sull'uomo	35
3.4	Stima dell'esposizione al rumore: quadro normativo	36
4	Trasmissione ed isolamento delle vibrazioni e del rumore	39
4.1	Vibrazioni	39
4.1.1	Sospensioni passive	41
4.1.2	Sospensioni semi-attive	42
4.1.3	Sospensioni attive	43
4.1.4	Assorbitori dinamici passivi	43
4.1.5	Assorbitori semi-attivi	45
4.1.6	Assorbitori attivi	45
4.1.7	Risonatori passivi, semi-attivi e attivi	46
4.2	Rumore	46
5	Trattori per uso agricolo	48
5.1	Classificazione dei trattori	49
5.2	Vibrazioni e rumore sui trattori	53
5.2.1	Sospensione assale	55
5.2.2	Sospensione sedile con eventuale controllo attivo	57
5.2.3	Sospensione cabina	58
5.3	Sistemi di attacco dei trattori	59
5.3.1	Gancio da traino	59
5.3.2	Attacco a tre punti	60
5.3.3	Presa di forza	62

6	Macchine operatrici per uso agricolo	64
6.1	Catalogazione in base al tipo di lavorazione	65
6.1.1	Macchine per la lavorazione del terreno	65
6.1.2	Macchine per semina, trapianto e concimazione	70
6.1.3	Macchine per la raccolta	73
6.1.4	Macchine per il trattamento e la protezione delle colture	75
6.1.5	Macchine per l'irrigazione	77
6.2	Catalogazione ai fini dell'analisi vibrazionale	78
6.2.1	Tipologie di macchine ai fini della modellazione	81
6.2.2	Tipologie di macchine in base alle principali sorgenti di vibrazione	83
7	Modellazione vibrazionale e acustica della macchina agricola	85
7.1	Sotto strutturazione dinamica	86
7.2	Modelli delle sottostrutture della macchina agricola	87
7.2.1	Modellazione dei trattori agricoli	88
7.2.2	Modellazione delle macchine operatrici: portate e semi-portate	91
7.2.3	Modellazione degli attacchi a tre punti anteriori e posteriori	93
7.2.4	Modellazione della macchina trainata e gancio di traino	95
7.2.5	Riduzione mediante metodo di Craig-Bampton	96
7.3	Accoppiamento delle sottostrutture	97
7.4	Validazione sperimentale dei modelli per lo studio vibrazionale	99
7.5	Modelli SEA per l'analisi acustica alle medie alte frequenze	100
8	Mitigazione degli effetti delle vibrazioni e del rumore sulla macchina agricola	106
8.1	Influenza delle sorgenti di vibrazione sul sedile dell'operatore	107
8.1.1	Analisi delle vibrazioni generate dal contatto delle ruote del trattore con il terreno	107
8.1.2	Analisi delle vibrazioni generate dal movimento di parti del trattore	110
8.1.3	Analisi delle vibrazioni generate dal contatto delle ruote dell'operatrice con il terreno	110
8.1.4	Analisi delle vibrazioni generate dal movimento di parti dell'operatrice e dell'interazione con il terreno	111
8.2	Influenza delle macchine operatrici sulle vibrazioni trasmesse al sedile dell'operatore	113
8.2.1	Effetto di una macchina operatrice sulla trasmissibilità ruote trattore - sedile operatore	113
8.2.2	Effetto del contrappeso anteriore per macchine portate posteriori	115

8.2.3	Effetto di una macchina operatrice sulle accelerazioni trasmesse all'operatore	116
8.3	Modifiche ai sistemi di collegamento per la riduzione delle vibrazioni sul sedile dell'operatore	117
8.3.1	Attacco anteriore modificato: terzo punto ammortizzato	117
8.4	Modifiche ai trattori per la riduzione delle vibrazioni sul sedile dell'operatore	119
8.4.1	Effetto dello smorzamento delle sospensioni sulle vibrazioni del sedile dell'operatore	119
8.4.2	Inserimento di un sedile ammortizzato	121
8.5	Modifiche alle macchine operatrici per la riduzione delle vibrazioni sul sedile dell'operatore	124
8.6	Insonorizzazione della cabina per l'attenuazione delle medie alte frequenze	124
8.6.1	Progettazione acustica di una cabina di un trattore attraverso la Statistical Energy Analysis	124
Appendici		129
Appendice A Modelli a parametri concentrati di trattori gommati		131
A.1	Trattore senza sospensioni (2 GdL)	131
A.2	Trattore con sospensione sul sedile (3 GdL)	133
A.3	Trattore con sospensione sul sedile e sull'assale (4 GdL)	134
A.4	Trattore con sospensione sul sedile, sull'assale e sulla cabina (6 GdL)	135
Appendice B Modelli a parametri concentrati di macchine operatrici		137
B.1	Macchina operatrice portata	137
B.2	Macchina operatrice semiportata	138
Appendice C Modelli di attacchi a tre punti		139
C.1	Attacco a tre punti posteriore	139
C.2	Attacco a tre punti anteriore	141
C.2.1	Terzo punto ammortizzato	142
Appendice D Modello di macchina trainata e di gancio di traino		143
Appendice E Metodo di riduzione modale di craig-bampton		144
Bibliografia e norme tecniche		146
Acronimi		149

1 OBIETTIVI E DESTINATARI DEL MANUALE

Questo testo è rivolto ai progettisti e ai tecnici che si occupano dello sviluppo di trattori e macchine operatrici per uso agricolo all'interno delle aziende costruttrici, nonché agli utilizzatori intesi come datori di lavoro e figure responsabili della prevenzione.

Nell'ambito del manuale si intende per macchina agricola l'insieme di un trattore e di una o più macchine operatrici ad esso collegate.

Il manuale si propone di fornire delle linee guida per la progettazione acustica e vibratoria di macchine agricole al fine di limitare l'esposizione dei lavoratori a vibrazioni e rumore. La limitazione delle vibrazioni e del rumore mediante la progettazione è una delle misure che la EN ISO 12100:2010 [1] suggerisce ai fabbricanti e ai progettisti di macchine i quali la dovrebbero considerare come parte di una strategia al fine di ottenere la sicurezza mediante la progettazione di macchine in conformità con la legislazione europea [2].

Nonostante esistano delle norme di progettazione che indicano le migliori prassi e i metodi disponibili per limitare gli effetti delle vibrazioni [2] e del rumore [3], gli aspetti su cui i progettisti ed i costruttori devono fornire documentazione e verifiche riguardano tipicamente la singola macchina (trattore o macchina operatrice) o addirittura il singolo componente (sedile del conducente).

Tuttavia, l'accoppiamento tra trattore e macchina operatrice può far nascere comportamenti dinamici non prevedibili analizzando separatamente i singoli componenti. Questo implica che la macchina agricola nel suo complesso potrebbe manifestare dei comportamenti potenzialmente non rispondenti ai requisiti di sicurezza per quanto riguarda l'esposizione alle vibrazioni e rumore, pur essendo composta da singoli componenti progettati ed omologati secondo i criteri imposti dalle norme specifiche.

Pertanto, il datore di lavoro non è nelle condizioni di valutare a priori se la macchina agricola in una particolare configurazione possa generare delle criticità in termini di sicurezza degli operatori, ma è tenuto comunque ad attuare interventi tecnici per la riduzione di questi rischi, come previsto dagli articoli 192 e 203 del d.lgs. 81/2008.

D'altra parte, poiché la macchina operatrice o il trattore potrebbero essere progettate e realizzate da aziende diverse ed in periodi storici differenti, il singolo costruttore non ha gli strumenti per poter prevedere il comportamento dinamico della macchina agricola completa, cosa peraltro non richiesta dalle attuali normative.

L'idea alla base di queste linee guida è di indicare una modalità di progettazione che consideri la macchina agricola nel suo complesso tenendo quindi conto della estrema variabilità delle combinazioni possibili tra trattore e macchine operatrici. In questo contesto occorre concentrarsi sulle interazioni all'interfaccia di collegamento tra i vari elementi che compongono la macchina agricola.

L'approccio che può essere utilizzato in questi casi è noto come sotto strutturazione dinamica: definendo opportune relazioni alle interfacce di collegamento, esso permet-

te di determinare il comportamento dinamico di un sistema complesso a partire dal comportamento dinamico dei sottosistemi componenti.

Questo approccio, già ampiamente utilizzato in altri settori industriali (grandi progetti aeronautici ed aerospaziali), rende possibile l'analisi di un ampio spettro di combinazioni e semplifica lo scambio di informazioni tra i progettisti di parti diverse. In questo contesto, potrebbe auspicabilmente portare ad una standardizzazione delle informazioni da rendere disponibili per poter accoppiare un certo sottosistema con il resto della macchina agricola senza dover condividere informazioni sensibili di progetto.

Queste linee guida sono concentrate principalmente sulla riduzione delle vibrazioni in quanto circa quattro quinti delle malattie professionali riconosciute nel settore agricolo riguardano il sistema osteo-muscolare, il tessuto connettivo ed il sistema nervoso: di queste una quota preponderante è ascrivibile ad una eccessiva esposizione a vibrazioni.

Inoltre, il rumore generato sulle macchine agricole è nella maggior parte dei casi causato da irradiazione acustica dovuta a vibrazioni di pannelli. Pertanto, una progettazione concentrata sulla riduzione delle vibrazioni produce indirettamente una riduzione del rumore emesso.

2 VIBROACUSTICA: ELEMENTI DI BASE

Il presente capitolo è indirizzato a quanti non hanno conoscenze specifiche relative alle vibrazioni meccaniche e alla vibroacustica. Sono forniti sinteticamente gli elementi di base, i modelli e le grandezze principali utilizzate per lo studio delle vibrazioni meccaniche e dei fenomeni acustici che sono necessari per la comprensione di quanto esposto nei capitoli successivi.

2.1 VIBRAZIONI DI UN SISTEMA MECCANICO: ELEMENTI DI BASE

Le vibrazioni meccaniche possono verificarsi per sistemi dotati di elasticità ed inerzia, e consistono in oscillazioni attorno alla posizione di equilibrio.

Per analizzare la dinamica di un qualsiasi sistema meccanico è necessario definire un modello fisico, ovvero una rappresentazione equivalente del sistema reale, che ne mantenga le caratteristiche di interesse per lo studio che si sta effettuando adottando accettabili approssimazioni e semplificazioni.

I modelli utilizzati sono:

- modelli continui a parametri distribuiti;
- modelli discreti a parametri concentrati.

Le strutture reali presentano una distribuzione continua di massa e rigidità nello spazio occupato dal corpo, che si può rappresentare utilizzando un modello fisico continuo a parametri distribuiti, dove l'elasticità e l'inerzia sono funzioni della posizione. Tale modello è descritto da equazioni differenziali alle derivate parziali, che pur fornendo una soluzione analitica accurata, sono di difficile soluzione per strutture complesse.

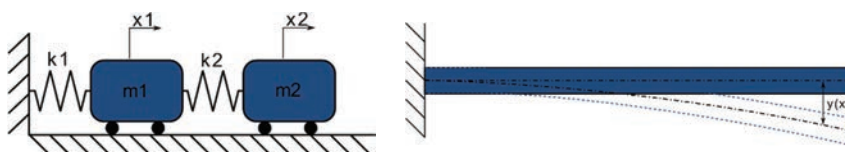
Tuttavia, quando il sistema presenta elementi con elevata elasticità e piccola massa (rappresentabili da elementi molla con massa trascurabile) o da elementi con elevata massa ed elevata rigidità (rappresentabili da elementi massa), è possibile utilizzare un modello fisico discreto a parametri concentrati, dove le proprietà inerziali ed elastiche sono concentrate in un numero finito di masse e di molle. Tali modelli sono descritti da equazioni differenziali ordinarie, di più semplice risoluzione rispetto alle precedenti.

Nello studio di tali modelli, rappresentano il numero di coordinate indipendenti necessarie a descrivere il moto: i modelli discreti a parametri concentrati sono caratterizzati da un numero finito di gradi di libertà (GdL), mentre i modelli continui a parametri distribuiti da un infinito numero di GdL. Nella Figura 1 sono riportati in esempio i due modelli sopra descritti. Il sistema mostrato nella parte sinistra della figura può essere descritto da un modello a parametri concentrati, la cui soluzione fornisce le risposte $x_1(t)$ e $x_2(t)$ delle masse. La trave incastrata nella parte destra della figura può essere descritta da un modello continuo in cui y rappresenta lo spostamento dalla posizione di equilibrio.

In questo caso la soluzione dell'equazione differenziale fornisce la risposta $y(x,t)$ per ciascun punto x della trave.

Figura 1

Sistemi discreti e continui



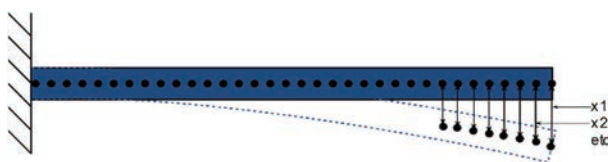
A sinistra un sistema discreto a 2 GdL; a destra un modello continuo di una trave incastrata

(Università degli Studi di Roma La Sapienza - DIMA in collaborazione con Università degli Studi dell'Aquila - DIIE)

Quando le strutture meccaniche sono complesse, può essere utile discretizzare il sistema continuo, passando da un numero infinito di GdL a un numero grande ma finito di GdL. In tale contesto si sviluppano i modelli di discretizzazione agli elementi finiti (FEM), che permettono di condensare in un numero finito di punti, detti nodi, le proprietà elastiche e inerziali del corpo. Nella Figura 2 si riporta un esempio di discretizzazione della trave incastrata.

Figura 2

Modello discretizzato



Esempio di discretizzazione di una trave incastrata

(Università degli Studi di Roma La Sapienza - DIMA in collaborazione con Università degli Studi dell'Aquila - DIIE)

I sistemi meccanici vibranti possono essere classificati in:

- **sistemi lineari:** descritti da equazioni differenziali lineari per i quali vale il principio di sovrapposizione degli effetti;

- **sistemi non lineari:** hanno almeno un elemento che presenta un comportamento non lineare e sono descritti da equazioni differenziali non lineari, analiticamente più complesse.

Una ulteriore classificazione può essere effettuata in base alla tipologia di forze agenti:

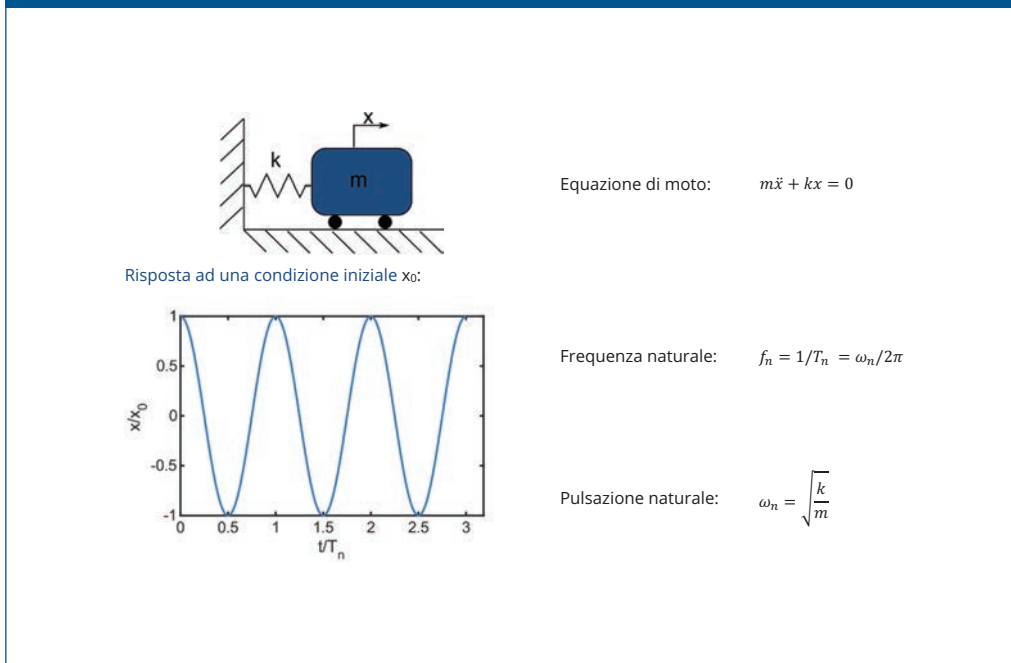
- **vibrazioni libere:** quando il sistema vibra sotto l'azione di forze inerenti al sistema stesso, in assenza di forze esterne impresses, o meglio dopo che queste sono cessate (in assenza di forze esterne, il sistema rimarrebbe in quiete);
- **vibrazioni forzate:** avvengono sotto l'azione di forze esterne applicate al sistema.

2.1.1 Sistemi ad 1 grado di libertà

A titolo di esempio, si riporta l'analisi delle vibrazioni libere di un sistema elementare a 1 GdL, costituito da una massa m che può muoversi in direzione orizzontale, collegata ad un supporto fisso attraverso una molla di costante elastica k . Nella Figura 3 è riportato il modello, l'equazione di moto e la risposta di tale sistema. Si osserva che la risposta è un'oscillazione di ampiezza costante nel tempo la cui frequenza, detta frequenza naturale o propria, dipende unicamente dalle caratteristiche intrinseche del sistema, la rigidità k e la massa m .

Figura 3

Vibrazioni libere di un sistema non smorzato a 1 GdL

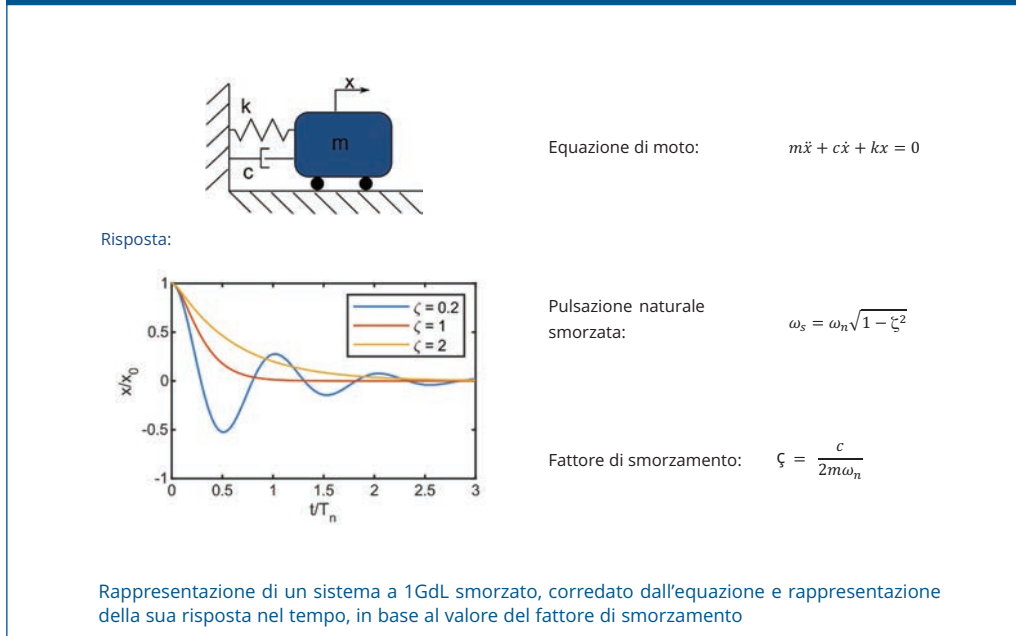


(Università degli Studi di Roma La Sapienza - DIMA in collaborazione con Università degli Studi dell'Aquila - DIIE)

Nella realtà, tutti i sistemi vibranti sono in maggior o minor misura soggetti a smorzamento in quanto si dissipa energia per attrito e per altre cause resistenti. Nel caso precedente, avendo trascurato gli smorzamenti, si parla di vibrazioni non smorzate. Nelle vibrazioni libere smorzate, in assenza di energia fornita dall'esterno, le forze dissipative fanno diminuire l'ampiezza delle oscillazioni nel tempo. Nel modello in Figura 4 è rappresentato un sistema con le stesse caratteristiche del modello in Figura 3, in cui si tiene conto anche dello smorzamento.

Figura 4

Vibrazioni libere di un sistema smorzato a 1 GdL



(Università degli Studi di Roma La Sapienza - DIMA in collaborazione con Università degli Studi dell'Aquila - DIIE)

La pulsazione naturale ω_s del sistema smorzato dipende ancora unicamente dalle caratteristiche intrinseche del sistema e rispetto alla pulsazione naturale ω_n del sistema non smorzato è moltiplicata per un fattore correttivo minore di uno che dipende dallo smorzamento.

La risposta del sistema dipende dal valore assunto dal fattore di smorzamento. In particolare, si possono distinguere tre casi:

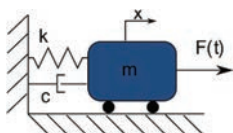
- **sistema sotto smorzato** ($\zeta < 1$): il sistema risponde con un moto oscillatorio attorno alla posizione di equilibrio la cui ampiezza si riduce con il tempo;
- **sistema sovra smorzato** ($\zeta > 1$): il sistema risponde con un moto aperiodico in cui la massa tende a raggiungere la posizione di equilibrio, senza oscillazioni;

- **sistema a smorzamento critico** ($\zeta = 1$): il sistema risponde con un moto aperiodico in cui la massa tende a raggiungere la posizione di equilibrio nel tempo più breve possibile.

Ai fini del controllo delle vibrazioni può essere opportuno utilizzare dei sistemi sovra smorzati che evitano le oscillazioni del sistema prima dell'estinzione della risposta. Per quanto riguarda le vibrazioni forzate, si consideri il sistema a 1 GdL smorzato soggetto a una forzante armonica con pulsazione ω e ampiezza F_0 . In questo caso la risposta del sistema è armonica, alla stessa frequenza della forza con un'ampiezza X_0 che dipende dall'ampiezza della forza e dalle caratteristiche intrinseche del sistema.

Figura 5

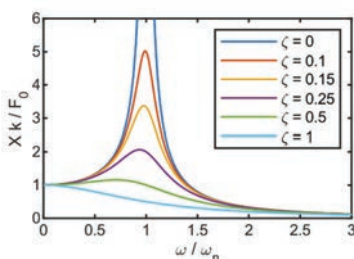
Vibrazioni forzate di un sistema a 1 GdL



Equazione del moto: $m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F(t)$

Forzante di tipo armonico: $F(t) = F_0 \cos \omega t$

Fattore di amplificazione:



(Università degli Studi di Roma La Sapienza - DIMA in collaborazione con Università degli Studi dell'Aquila - DIIE)

La Figura 5 riporta il grafico del fattore di amplificazione, definito come il rapporto tra l'ampiezza della risposta dinamica X e l'ampiezza della risposta statica $X_0 = F_0/k$ a frequenza nulla.

Essendo ω la pulsazione della forza eccitante e ω_n la pulsazione propria del sistema, si osserva che:

- per $\omega \ll \omega_n$, il sistema oscilla con un'ampiezza prossima al rapporto F_0/k ;
- per $\omega \gg \omega_n$, il sistema oscilla con ampiezze decrescenti al crescere delle frequenze;
- per $\omega \approx \omega_n$, il sistema oscilla con un'ampiezza elevata, limitata dalla presenza dello smorzamento.

Il grafico mostra che quando una forza variabile nel tempo eccita la frequenza naturale

di una struttura dà luogo a vibrazioni di elevata ampiezza. Tale fenomeno è noto come risonanza e può creare criticità sia in termini di integrità strutturale (rottture, fenomeni di fatica, ecc.) sia in termini di comfort, soprattutto se la forzante eccita per lungo tempo il sistema alla sua frequenza naturale.

In assenza di smorzamento l'ampiezza della risposta potrebbe raggiungere anche valori molto grandi, al limite tendenti all'infinito. In realtà la presenza di smorzamento attenua l'ampiezza massima della risposta del sistema. Sempre in Figura 5, si osserva che all'aumentare del fattore di smorzamento, l'ampiezza in risonanza è sempre più attenuata.

2.1.2 Sistemi a più gradi di libertà

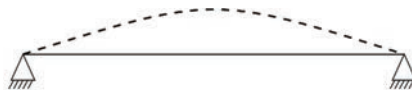
I sistemi a più gradi di libertà presentano tante pulsazioni proprie quanti sono i gradi di libertà. Nel caso di un sistema continuo si avranno di conseguenza infinite pulsazioni proprie. Ad ogni frequenza propria è possibile associare un corrispondente forma modale o modo di vibrare, come nell'esempio di una corda tesa vibrante riportato in Figura 6. Deformando il sistema secondo un modo di vibrare e lasciandolo libero, le oscillazioni avverranno ad una pulsazione pari alla pulsazione propria del modo, mantenendo inalterata la forma del modo di vibrare.

L'identificazione dei modi del sistema permette di individuare un set di oscillatori indipendenti a 1 GdL, ognuno dei quali caratterizzato da una forma modale, da una massa modale, da una rigidezza modale e da uno smorzamento modale, che insieme costituiscono i parametri modali del sistema. Ciò consente di esprimere la risposta di un sistema lineare a più gradi di libertà a una data frequenza come combinazione lineare delle forme modali dei singoli oscillatori.

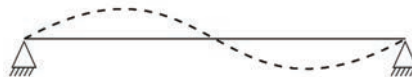
Figura 6

Modi di vibrare di una corda tesa

Modo 1



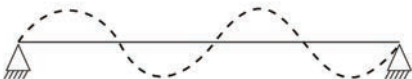
Modo 2



Modo 3



Modo 4



(Università degli Studi di Roma La Sapienza - DIMA in collaborazione con Università degli Studi dell'Aquila - DIIE)

Nell'analisi del sistema a 1 GdL forzato, si è immaginato di eccitare il sistema con una forzante armonica. È da notare che il sistema può essere soggetto a forzanti con variabilità temporali molto diverse (impulsive, continue, aleatorie, ecc.) che rendono l'analisi della risposta vibratoria nel dominio del tempo piuttosto complicata.

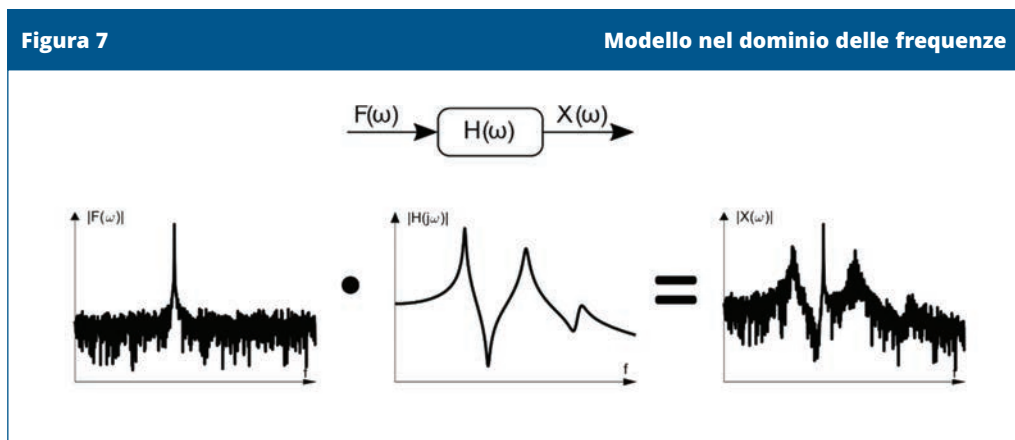
Un approccio molto efficace per lo studio di sistemi lineari soggetti a forzanti non armoniche è l'analisi nel dominio della frequenza. In tale dominio, è possibile definire il sistema attraverso la sua funzione di risposta in frequenza (FRF) definita come:

$$H(\omega) = \frac{X(\omega)}{F(\omega)}$$

Questa rappresenta il rapporto complesso tra uscita X ed ingresso F in funzione della frequenza ω , e dipende unicamente dalle caratteristiche intrinseche del sistema.

In questo dominio, la risposta del sistema a una qualsiasi forzante variabile nel tempo è data, ad ogni frequenza, dal prodotto tra il valore della FRF e l'ampiezza della forzante. Si noti che la FRF, così come il fattore di amplificazione introdotto in Figura 5, descrive le proprietà dinamiche di un sistema lineare, indipendentemente dal tipo di segnale che forza il sistema.

Lo spettro della risposta in frequenza (Figura 7) mostra una serie di picchi che individuano le frequenze proprie del sistema. A queste frequenze, la forzante produrrà delle risposte particolarmente elevate a causa del fenomeno della risonanza.



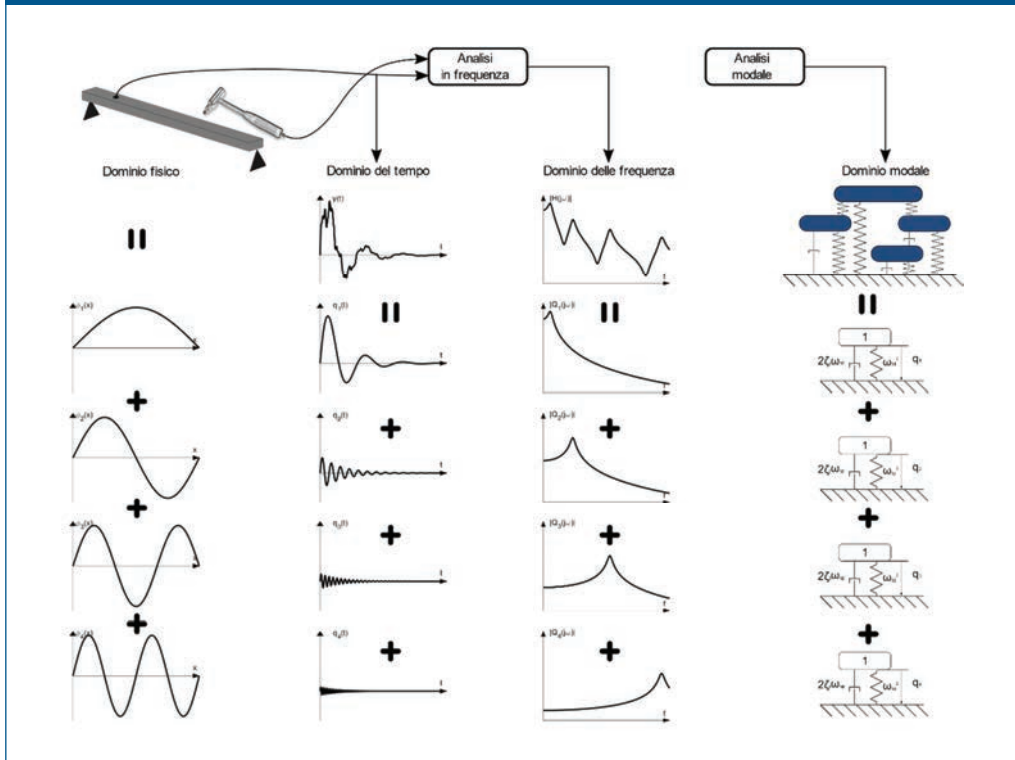
(Università degli Studi di Roma La Sapienza - DIMA in collaborazione con Università degli Studi dell'Aquila - DIIE)

In Figura 8 è mostrato il comportamento dinamico flessionale di una trave appoggiata:

- la deformazione geometrica è rappresentata dalla combinazione lineare di deformazioni indipendenti, corrispondenti alla forma dei modi;

- la risposta nel tempo è, invece, la somma di oscillazioni smorzate, ognuna associata a una frequenza propria e al corrispondente fattore di smorzamento modale;
- la risposta in frequenza è la combinazione lineare delle FRF dei sistemi a 1 GdL, associati ai modi di vibrare del sistema e caratterizzati ciascuno da un picco in corrispondenza della pulsazione propria.

Figura 8 Comportamento dinamico di una trave in diversi domini di modellazione



(Università degli Studi di Roma La Sapienza - DIMA in collaborazione con Università degli Studi dell'Aquila - DIIE)

Lo studio del sistema nel dominio modale, pertanto, risulta particolarmente utile nella determinazione della risposta dei sistemi a n GdL forzati, in quanto permette di ottenere la risposta attraverso la soluzione di n -oscillatori indipendenti a 1 GdL, invece di risolvere un sistema complesso di n -equazione dipendenti.

2.2 TRASMISSIBILITÀ

Da quanto precedentemente esposto, le vibrazioni possono essere dei fenomeni dan-

nosi e pertanto la loro trasmissione deve essere controllata e limitata. Possiamo individuare due casi:

1. vibrazioni trasmesse alla struttura;
2. vibrazioni trasmesse dalla struttura.

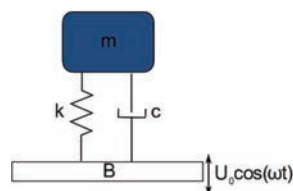
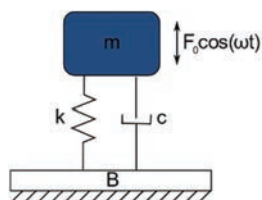
Al fine di valutare l'entità di tale trasmissione è conveniente introdurre il concetto di trasmissibilità, che permette di capire come le vibrazioni siano amplificate o attenuate in un sistema complesso.

Il modello più semplice, in entrambi i casi, è quello a 1 GdL che permette, pur in trattazione semplificata, di ottenere dei risultati generali.

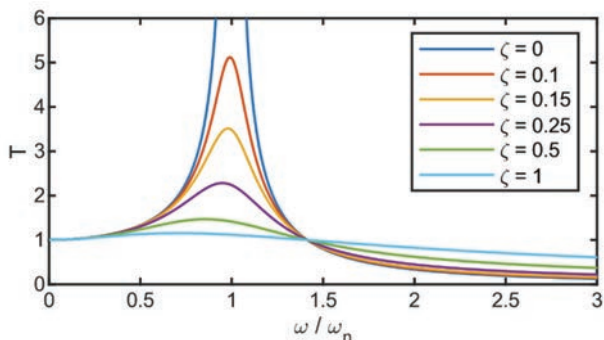
In Figura 9 sono riportati i due casi di interesse per l'isolamento delle vibrazioni. A sinistra la massa m è soggetta a una forza oscillante, che viene in parte trasmessa al basamento B, per cui può essere necessario diminuire l'entità della forza F_t trasmessa dalla massa al basamento; a destra il basamento B, oscillando, trasmette tali oscillazioni alla massa m , per cui può essere necessario ridurre l'entità dello spostamento che la massa m subisce in seguito al moto del basamento.

Figura 9

Trasmissibilità in spostamento ed in forza di sistemi a 1 GdL



Trasmissibilità:



(Università degli Studi di Roma La Sapienza - DIMA in collaborazione con Università degli Studi dell'Aquila - DIIE)

La trasmissibilità è definita nel primo caso come rapporto fra l'ampiezza della forza trasmessa e l'ampiezza della forza eccitante, mentre nel secondo caso come rapporto fra l'ampiezza dello spostamento trasmesso rispetto a quello eccitante. L'andamento della funzione di trasmissibilità è analogo nei due casi.

$$T = \frac{F_t}{F_0} \qquad T = \frac{U_t}{U_0}$$

In Figura 9 è riportato l'andamento della trasmissibilità T , in funzione di ω/ω_n dal quale si evince che la trasmissibilità è minore di 1 per $\omega/\omega_n > \sqrt{2}$, qualunque sia il valore dello smorzamento. Inoltre, per $\omega/\omega_n > \sqrt{2}$, la trasmissibilità risulta tanto minore quanto più piccolo è lo smorzamento. L'isolamento delle vibrazioni è quindi possibile solo per $\omega/\omega_n > \sqrt{2}$, ed esso risulta più efficace quanto minore è ζ .

La definizione di trasmissibilità sopra riportata è valida per sistemi che presentano una trasmissione di vibrazioni in una direzione preponderante.

In generale la trasmissibilità è il rapporto adimensionale tra forze o spostamenti in differenti GdL di un sistema vibrante. In un sistema a più GdL la definizione di trasmissibilità non è banale. Si definisce qui la trasmissibilità di spostamento tra due GdL i e j come:

$$T_{ij}^x = \frac{x_i}{x_j} \qquad \text{con } F_i=0 \text{ (non ci sono vincoli sui GdL } i)$$

e la trasmissibilità di forza fra due GdL i e j come:

$$T_{ij}^f = \frac{F_i}{F_j} \qquad \text{con } x_i=0 \text{ (il GdL } i \text{ è bloccato e } F_i \text{ rappresenta una reazione vincolare)}$$

Nel caso di sistemi a più gradi di libertà le trasmissibilità di spostamento e di forza calcolate tra gli stessi gradi di libertà i e j sono differenti.

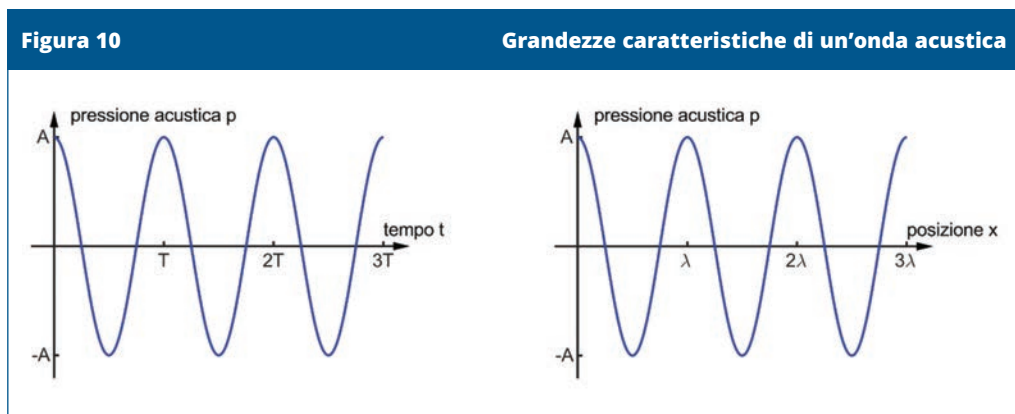
2.3 ACUSTICA: GRANDEZZE FISICHE COINVOLTE

Il rumore si definisce come un suono indesiderato e fastidioso emanato da una sorgente e percepito dall'orecchio umano. Il suono è un'oscillazione che si propaga in un mezzo elastico (solido, liquido o gassoso). Un'onda sonora nell'aria non è altro che una successione di rarefazioni e compressioni in cui ogni singola particella trasferisce energia alla particella adiacente, vibrando attorno alla propria posizione di equilibrio. Nel vuoto, non essendoci il mezzo elastico, il fenomeno di rarefazione e compressione non può avvenire, ciò comporta che il suono non si propaga nel vuoto.

Le grandezze che caratterizzano quantitativamente il rumore sono:

- **frequenza (f , in Hertz (Hz))**: rapidità delle oscillazioni. Spesso è indicata come tono o altezza: se il suono è composto da una sola frequenza si parla di tono puro, altrimenti, come nel caso dei rumori che generalmente sono formati da più frequenze, di tono misto;
- **periodo (T , in secondi (s))** $= 1/f$ è l'inverso della frequenza e rappresenta il tempo dopo il quale l'onda si ripete uguale a sé stessa;
- **lunghezza d'onda (λ , in metri (m))**: distanza fra due creste superiori (o inferiori) consecutive dell'onda, ovvero la distanza che intercorre fra due successive compressioni (o rarefazioni);
- **numero d'onda (k , in rad/m)** $= 2\pi/\lambda$ è il numero di onde in una distanza pari a 2π ;
- **ampiezza della pressione acustica (p , in Pascal (Pa))**: ampiezza delle oscillazioni di pressione rispetto al valore medio, che l'orecchio rileva come suono.

In Figura 10 sono rappresentate le grandezze appena elencate con riferimento alla variazione nel tempo della pressione acustica in un determinato punto e alla distribuzione nello spazio della pressione acustica in un dato istante di tempo.



(Università degli Studi di Roma La Sapienza - DIMA in collaborazione con Università degli Studi dell'Aquila - DIIE)

A seconda del valore della frequenza è possibile classificare il suono in grave (bassa frequenza) o acuto (alta frequenza). L'ampiezza dell'onda sonora definisce il volume del suono, più o meno forte o piano.

L'orecchio umano è in grado di recepire suoni, quindi ampiezze, che vanno dai 20 μPa (soglia dell'udibile) ai 20 Pa (soglia di dolore), mentre a 200 Pa si identifica il rischio della rottura del timpano.

La pressione acustica recepita dall'orecchio umano può quindi variare di molti ordini di grandezza. Pertanto, si introduce il livello di pressione acustica, misurato in decibel:

$$L_p = 10 \log \frac{p^2}{p_{rif}^2} \text{ dB}$$

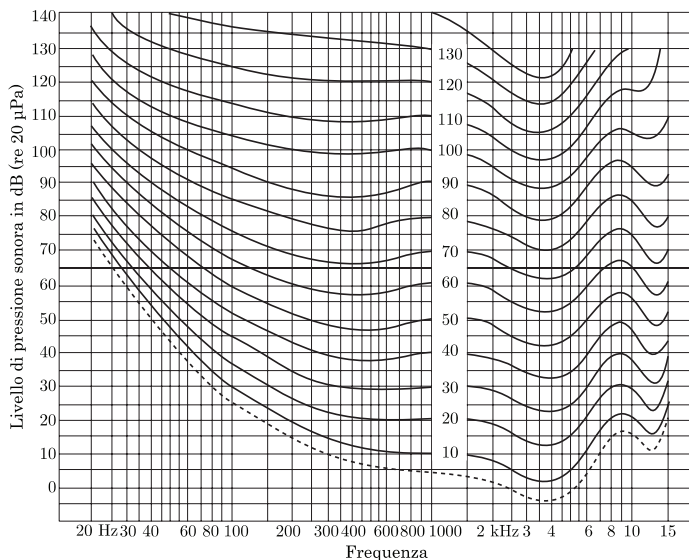
Il decibel non è un'unità di misura assoluta, ma il rapporto tra la quantità misurata ed un riferimento stabilito. La scala dB è logaritmica e usa la soglia di udibilità come valore di riferimento (20 µPa): quindi 0 dB corrispondono ad una pressione acustica misurata di 20 µPa, 20 dB corrispondono ad una pressione acustica misurata di 200 µPa, 120 dB corrispondono ad una pressione acustica di 20 Pa (soglia del dolore). In Tabella 1 vengono mostrati i livelli sonori di alcuni suoni comuni.

Tabella 1		Livelli sonori di alcuni suoni comuni	
0 dB	Soglia dell'udibile		
20 dB	Ambiente silenzioso in notturna		
35 dB	Ambiente silenzioso diurno		
50 dB	Conversazione		
55 dB	Ufficio		
75 dB	Ristorante		
85 dB	Traffico urbano		
100 dB	Lavori stradali (martello pneumatico)		
115 dB	Concerto rock		
120 dB	Soglia del dolore		
140 dB	Aereo in decollo		
140 dB	Rischio rottura del timpano		

Si deve notare che l'orecchio presenta una diversa sensibilità in base alle frequenze che caratterizzano un rumore. Ad esempio, un suono di un certo livello con frequenza di 1000 Hz non produce lo stesso effetto di un suono del medesimo livello, con frequenza di 50 Hz. A tale riguardo sono state realizzate delle curve di isosonia (eguale sensazione sonora) le quali consentono di determinare il livello di pressione acustica che, al variare della frequenza, dà luogo alla stessa sensazione soggettiva (vedi Figura 11).

Figura 11

Curve di isosonia



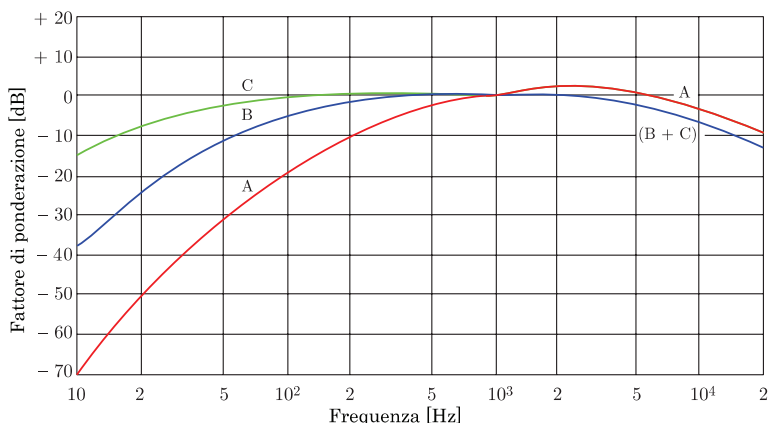
(Università degli Studi di Roma La Sapienza - DIMA in collaborazione con Università degli Studi dell'Aquila - DIIE)

Ad esempio, prendendo a riferimento i livelli a 1000 Hz si può notare che un suono con un livello di 40 dB a 1000 Hz viene percepito come un suono di 70 dB a 40 Hz.

Per valutare il suono realmente percepito dall'orecchio la pressione misurata viene ponderata, cioè filtrata in funzione della propria frequenza, utilizzando filtri specifici e standardizzati (vedi Figura 12). Il filtro comunemente adottato nelle misure di rumore è denominato A ed è in grado di riprodurre abbastanza fedelmente la trasmissione acustica dell'orecchio per bassi livelli, che corrisponde all'inverso della curva isofonica che fornisce un livello di 40 dB a 1000 Hz. Per medi ed elevati livelli vengono utilizzati rispettivamente i filtri B e C.

Figura 12

Curve di ponderazione



(Università degli Studi di Roma La Sapienza - DIMA in collaborazione con Università degli Studi dell'Aquila - DIIE)

Il rumore può essere classificato anche in base al suo andamento nel tempo. Si parla di rumore stazionario quando il livello, a meno di fluttuazioni poco significative, rimane costante; il rumore è definito impulsivo quando il suo livello ha un picco in un intervallo di tempo molto breve (sparo di una pistola); si parla, invece, di rumore intermittente quando la pressione sonora è caratterizzata da variazioni significative che si ripetono nel tempo.

2.3.1 Propagazione del suono

Parte dell'energia derivante dalla vibrazione di una macchina, è irradiata come suono. Il livello di pressione sonora in un punto dipende sia dalla tipologia di sorgente sia dai fenomeni legati alla propagazione del suono. Il campo sonoro rappresenta l'ambiente di propagazione: si parla di campo libero quando le onde sonore irradiate non incontrano ostacoli (condizioni esistenti all'aria aperta); si parla invece di campo diffuso quando l'onda sonora incontra degli ostacoli con una conseguente riflessione dell'onda in diverse direzioni (camera riverberante).

Generalmente, il rumore generato da una sorgente si propaga secondo onde sferiche (sorgenti compatte o puntiformi), cilindriche (sorgenti sonore lineari) o piane (sorgente piana, canale a sezione costante).

In campo libero, la pressione sonora generata da una sorgente compatta o puntiforme diminuisce proporzionalmente all'aumentare della distanza dalla sorgente.

Una sorgente acustica è caratterizzata dalla potenza sonora, che a differenza della pressione sonora non dipende dalla distanza del punto di misura dalla sorgente. La potenza sonora attraverso una superficie S è definita:

$$W = \int_S \overline{pu} \, dS$$

in cui il prodotto (pu barrato) rappresenta l'intensità media nella direzione dell'onda di propagazione data dalla media temporale della pressione sonora p per la velocità delle particelle di fluido u . La potenza sonora di una sorgente si ottiene estendendo tale integrale ad una superficie che circonda la sorgente stessa.

2.3.2 Irradiazione

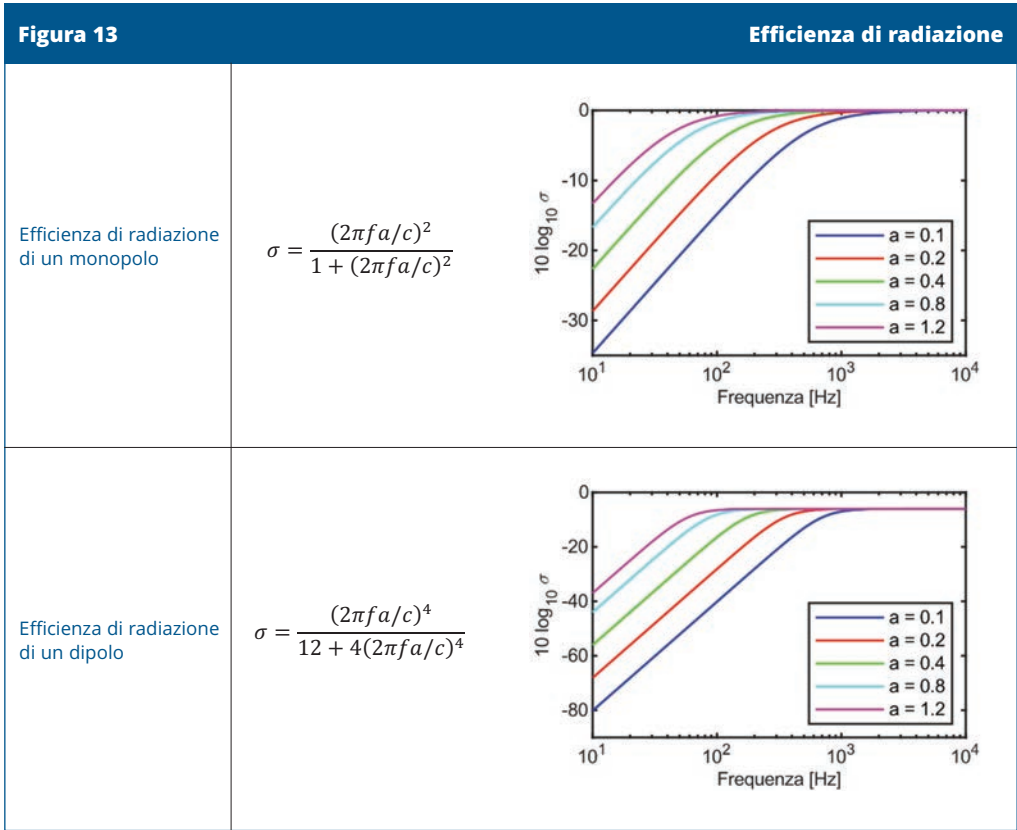
La capacità di un corpo vibrante di irradiare è valutata mediante l'efficienza di irradiazione, definita come:

$$\sigma_{rad} = \frac{W}{W_r} = \frac{W}{\rho_0 c S \langle u^2 \rangle}$$

dove:

- W : potenza sonora irradiata dal corpo;
- W_r : potenza di riferimento;
- ρ_0 : densità dell'aria;
- c : velocità del suono nell'aria;
- S : superficie del corpo irradiante;
- $\langle u^2 \rangle$: valore quadratico medio della velocità nel tempo e nello spazio.

L'efficienza di irradiazione indica quindi quanto diversamente irradia una sorgente rispetto a un piano rigido con la stessa area e velocità. Se $\sigma_{rad} > 1$, irradia di più, se $\sigma_{rad} < 1$ irradia meno. In Figura 13 sono riportate le curve di efficienza di irradiazione delle sorgenti monopolo e dipolo al variare della frequenza f e del raggio della sorgente a .



(Università degli Studi di Roma La Sapienza - DIMA in collaborazione con Università degli Studi dell'Aquila - DIIIIE)

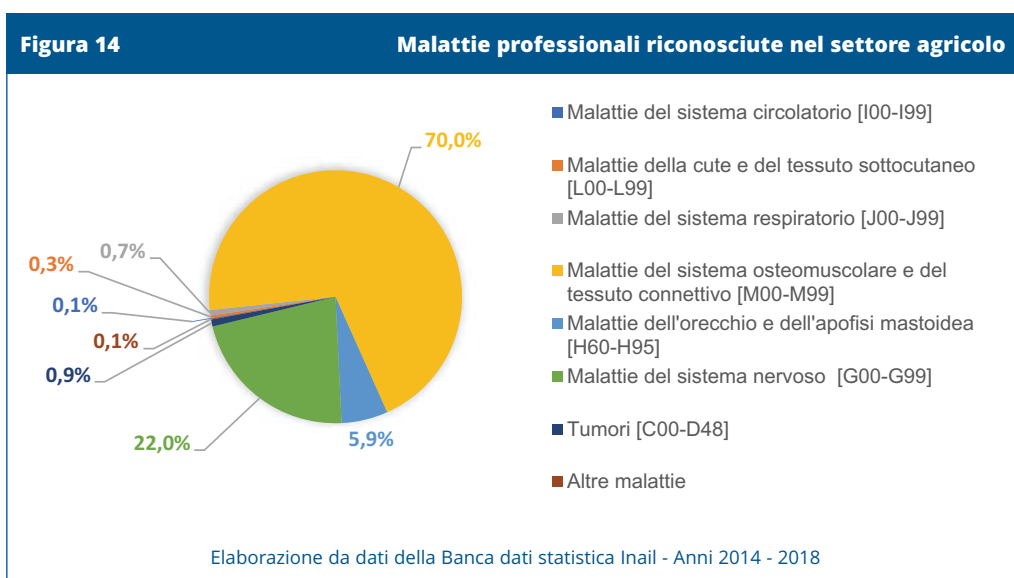
Una sorgente sonora può essere considerata una sorgente sferica o monopolo quando le dimensioni della sorgente sono piccole in confronto alla lunghezza d'onda del suono che viene prodotto o la sorgente si trova a grande distanza dal ricevitore. Possibili esempi sono gli scarichi dei motori a combustione interna, i trapani, gli aspirapolvere o piccoli motori elettrici. Le sorgenti sonore dipolari descrivono sorgenti che pulsano senza variare il proprio volume, tipico delle oscillazioni di corpi rigidi, ad esempio vibrazioni di grossi magli o presse. I grafici in Figura 13 mostrano che il monopolo raggiunge all'aumentare della frequenza una efficienza di radiazione pari a 1, mentre la sorgente dipolare si attesta su un valore pari a 0.25 e risulta pertanto meno efficiente.

3 EFFETTO DELLE VIBRAZIONI E DEL RUMORE SULL'UOMO

Nella vita quotidiana i soggetti sono esposti vibrazioni e rumori generati nell'ambiente circostante, che possono risultare sgradevoli rispetto all'attività che si sta svolgendo: si pensi ad esempio al fastidio durante un viaggio in nave dovuto alle oscillazioni del mezzo in acqua o al fastidio avvertito al passaggio di una moto in accelerazione. Per quanto sgradevoli, questi fenomeni generano un fastidio temporaneo e passeggero. In particolare, nel caso del rumore si può avvertire un abbassamento dell'udito che però viene recuperato in breve tempo, se il livello e la durata non sono troppo elevati, come ad esempio all'uscita da una discoteca.

In alcuni settori lavorativi, invece, l'esposizione giornaliera alle vibrazioni e al rumore può, nel lungo periodo, compromettere in modo irreversibile la salute dell'operatore. L'agricoltura ne è un esempio: dai dati riportati nella Figura 14 si nota che fra le malattie professionali denunciate negli anni 2014 - 2018 si riscontra una netta preponderanza delle malattie del sistema osteomuscolare e del tessuto connettivale, seguite dalle malattie del sistema nervoso e dalle malattie dell'orecchio. Nelle prime due categorie la causa delle patologie è da attribuirsi principalmente alle vibrazioni, nella terza categoria la causa è principalmente il rumore.

Questi dati evidenziano la necessità di intervenire a tutela dei lavoratori con particolare attenzione all'esposizione alle vibrazioni.



(Università degli Studi di Roma La Sapienza - DIMA in collaborazione con Università degli Studi dell'Aquila - DIIE)

A tutela del lavoratore, sono state introdotte delle normative che regolano da un lato l'emissione acustica e vibratoria delle sorgenti e dall'altro l'esposizione del lavoratore a tali sorgenti a fronte di otto ore di lavoro giornaliero.

3.1 EFFETTO DELLE VIBRAZIONI SUL CORPO UMANO

Per valutare gli effetti delle vibrazioni sul corpo umano è necessario considerare le proprietà fisiche, biologiche e meccaniche del corpo o parti di esso (tessuti, organi, ecc.) e la risposta a sollecitazioni esterne o interne. Le problematiche delle vibrazioni sul corpo sono legate ai fenomeni di risonanza: il corpo umano può essere schematizzato come un modello a parametri concentrati in cui ogni organo e apparato può essere descritto dalla propria massa e dalla propria caratteristica di rigidità ed eventualmente di smorzamento, quindi dalla propria frequenza di risonanza.

Quando la frequenza delle sollecitazioni sull'operatore risulta vicina alla frequenza di risonanza di un particolare organo o apparato interno, questo è soggetto a una condizione critica, dovuta all'ampiezza della vibrazione indotta. Pertanto, in base al contenuto in frequenza della vibrazione trasmessa all'operatore, può risultare più o meno sollecitata una zona del corpo rispetto ad un'altra.

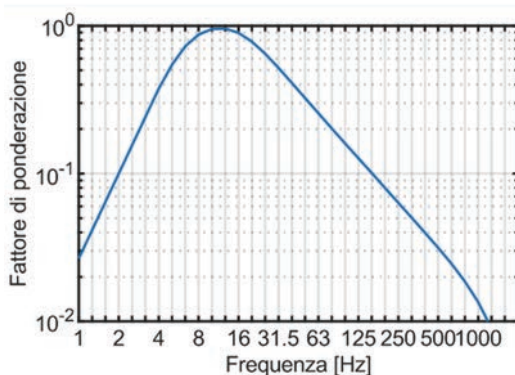
Le sollecitazioni con frequenza nell'intervallo tra i 2 e gli 80 Hz possono dar luogo a problemi di risonanza di singole parti del corpo e a problemi dovuti all'ampiezza degli spostamenti relativi. In particolare, le vibrazioni con frequenze inferiori ai 2 Hz, interessano l'intero organismo che si comporta come una singola massa; le vibrazioni con frequenze superiori agli 80 Hz, interessano gli strati superficiali delle zone di ingresso e vengono attenuate senza propagarsi nell'organismo [4].

A seconda delle parti del corpo interessate alla trasmissione, possiamo distinguere due tipologie di vibrazioni:

- **vibrazioni del sistema mano-braccio (HAV, *Hand Arm Vibration*)**, sono vibrazioni meccaniche direttamente trasmesse attraverso il palmo della mano o le dita e si manifestano nell'uso di macchine tenute o condotte a mano (motoseghe, martelli demolitori, decespugliatori, ecc.). Il sistema mano braccio è particolarmente sensibile alle frequenze intorno ai 16 Hz, come si può vedere nella Figura 15 che mostra la curva di ponderazione proposta dalla norma ISO 5349-1 per la valutazione dell'esposizione alle vibrazioni. Pertanto, è necessario considerare le vibrazioni all'interno dell'intervallo di frequenze compreso tra le bande di ottava tra 8 Hz e 1000 Hz. Le patologie che si manifestano a seguito dell'esposizione alle HAV (Tabella 2) sono generalmente problemi di natura vascolare delle dita, osteoarticolari (tunnel carpale) o muscolari della zona mano-braccio: fra queste si evidenzia la sindrome del dito bianco, responsabile di una perdita permanente di sensibilità tattile delle dita.

Figura 15

Fattore di ponderazione per le vibrazioni mano braccio



(Università degli Studi di Roma La Sapienza - DIMA in collaborazione con Università degli Studi dell'Aquila - DIIE)

Tabella 2

Vibrazioni del sistema mano braccio (HAV)



- **lesioni vascolari:** diminuzione della sensibilità tattile delle dita, formicolii (sindrome del dito bianco)
- **lesioni osteo-articolari:** indebolimento osseo delle articolazioni del polso e del gomito
- **lesioni neurologiche:** sindrome del tunnel carpale
- **lesioni tendinee**

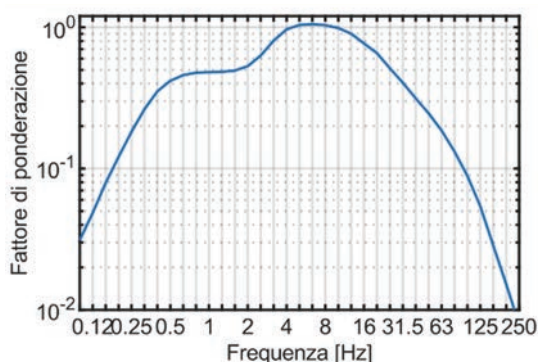
(Università degli Studi di Roma La Sapienza - DIMA in collaborazione con Università degli Studi dell'Aquila - DIIE)

- **vibrazioni trasmesse al corpo intero (WBV, Whole Body Vibration),** sono vibrazioni meccaniche trasmesse a tutto il corpo nel suo insieme e si manifestano tipicamente

alla guida di veicoli e di macchine da lavoro mobili (trattori, macchine agricole, ruspe, camion, ecc.). Se il soggetto è in posizione seduta le vibrazioni si trasmettono attraverso i glutei o la schiena, se è in posizione eretta attraverso i piedi. Facendo riferimento ad un lavoratore in posizione seduta, si può vedere dalla curva di ponderazione proposta dalla norma ISO 2631-1 e riportata in Figura 16 che il corpo umano è particolarmente sensibile alle vibrazioni nella banda in frequenza [0.4-100 Hz]. Tali vibrazioni devono essere pertanto considerate per la valutazione dell'esposizione alle vibrazioni di un lavoratore. Le WBV (Tabella 3), invece, se caratterizzate da frequenza tra 0.1-0.5 Hz possono produrre effetti di malessere temporaneo quali il mal d'auto o il mal di mare; per frequenze tra i 2 Hz e i 20 Hz, invece, possono dar luogo a lesioni del tratto lombare o al trauma del rachide (il range critico di frequenze per la colonna vertebrale è infatti compreso fra i 3-10 Hz).

Figura 16

**Fattore di ponderazione per le vibrazioni a corpo intero
in posizione seduta**



(Università degli Studi di Roma La Sapienza - DIMA in collaborazione con Università degli Studi dell'Aquila - DIIE)

Tabella 3

Vibrazioni del corpo intero (WBV)



- mal di mare, mal d'auto [0.1 - 0.5 Hz]
- lesioni del tratto lombare o trauma del rachide [3 - 10 Hz]
- disturbi dell'apparato digerente [4 - 8 Hz]
- disturbi del sistema venoso periferico
- disturbi dell'apparato riproduttivo femminile [40 - 55 Hz]
- disturbi del sistema cocleo-vestibolare [4 - 8 Hz]

(Università degli Studi di Roma La Sapienza - DIMA in collaborazione con Università degli Studi dell'Aquila - DIIIE)

I lavoratori nel settore dei trasporti sicuramente sono significativamente esposti ai rischi dovuti alle vibrazioni, in particolare nel settore agricolo sono numerosi gli studi [5, 6, 7, 8, 9, 10] che rilevano una significativa insorgenza di disturbi al rachide lombare negli agricoltori e in particolare nei trattoristi. Infatti, la guida dei trattori determina un sovraccarico posturale dovuto non solo ad una prolungata posizione assisa, ma anche alle frequenti rotazioni del tratto lombare per lo svolgimento di particolari operazioni (come ad esempio nell'aratura). Ciò può incrementare fino a tre volte il rischio di patologie legate alla colonna vertebrale.

È quindi necessaria una particolare attenzione da parte dei progettisti nel limitare le vibrazioni a cui è esposto l'operatore, tenendone conto fin dalla fase iniziale del progetto.

Per tutelare il lavoratore, il d.lgs.81/2008, che attua la direttiva 2002/44/CE emanata dal Parlamento europeo il 25 giugno del 2002, impone dei limiti sull'esposizione dei lavoratori alle vibrazioni meccaniche, ivi contemplate come agenti fisici di rischio per la sicurezza e per la salute.

3.2 STIMA DELL'ESPOSIZIONE ALLE VIBRAZIONI: QUADRO NORMATIVO

Le macchine impegnate nelle lavorazioni agricole svolgono delle operazioni che possono generare vibrazioni sulla macchina stessa e di conseguenza sull'operatore a bordo. La normativa impone di monitorare le vibrazioni a cui è sottoposto l'operatore.

La norma generale di riferimento in merito alle vibrazioni meccaniche è la ISO 2041 [11] che riporta le definizioni delle grandezze specifiche nello studio delle vibrazioni meccaniche, degli urti e del 'condition monitoring'. La norma ISO 5805 [12] fornisce una nomenclatura relativa alla biodinamica umana e alle grandezze da considerare nella valutazione degli effetti delle vibrazioni meccaniche e degli urti sul corpo umano. Come già richiamato le normative ad oggi disponibili distinguono le vibrazioni trasmesse al sistema mano-braccio da quelle trasmesse al corpo intero.

I metodi da seguire per la misura e la valutazione dell'esposizione umana alle vibrazioni trasmesse al sistema mano braccio sono esposti nella norma UNI EN ISO 5349 [13, 14], in cui si riportano le curve di ponderazione in frequenza per il calcolo dell'esposizione ed i criteri da utilizzare per effettuare delle misure che siano rappresentative dell'effettiva esposizione di un operatore nella sua postazione di lavoro durante un intero turno.

Analogamente, nella norma UNI ISO 2631-1 [15] sono riportati i metodi per quantificare e vibrazioni trasmesse al corpo intero in relazione alla salute e al comfort, alla probabilità di percepire le vibrazioni e all'incidenza delle malattie dovute ad una eccessiva esposizione. I metodi di valutazione proposti consentono di tenere conto delle vibrazioni cui è sottoposto l'operatore nelle varie direzioni e alla variazione nel tempo dell'intensità e del contenuto in frequenza delle vibrazioni stesse. Anche in questo caso la norma fornisce le curve di ponderazione in frequenza da utilizzare per il calcolo dell'esposizione.

Gli operatori di macchinari agricoli operano in genere in posizione seduta a bordo del macchinario. Pertanto, sono soggetti a vibrazioni trasmesse al corpo intero dal sedile del trattore. La normativa di riferimento è quindi la UNI ISO 2631-1 precedentemente citata. Si considerano quindi sia le vibrazioni percepite tra 0.5 e 80 Hz, che hanno effetto principalmente sulla salute e sul benessere, sia le vibrazioni a bassa frequenza tra 0.1 e 0.5 Hz che possono generare malessere temporaneo quali mal d'auto o mal di mare.

Il metodo di valutazione dei rischi dovuti alle da vibrazioni, si basa sul calcolo del valore quadratico medio dell'accelerazione sul sedile, ponderata in frequenza, secondo la seguente equazione:

$$a_w = \left[\frac{1}{T} \int_0^T a_w^2(t) dt \right]^{1/2}$$

dove:

$a_w(t)$: segnale misurato dell'accelerazione in funzione del tempo, in m/s^2 , e pesato con i filtri di ponderazione W ;

T : durata della misurazione in secondi;

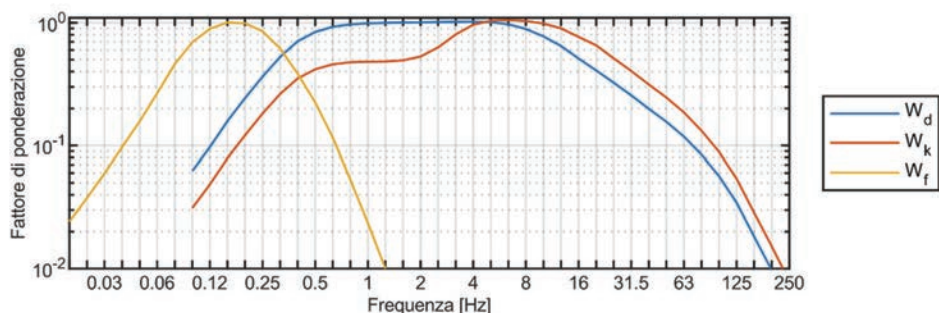
a_w : r.m.s dell'accelerazione ponderata in frequenza, lungo una generica direzione, in m/s^2 .

La ponderazione in frequenza si rende necessaria in quanto l'influenza delle vibrazioni sulla salute e sul benessere dell'operatore dipende proprio dal contenuto in frequenza della sollecitazione. Inoltre, questa deve essere valutata per le diverse direzioni in quanto il corpo umano non risponde allo stesso modo rispetto alla direzione delle sollecitazioni.

Nella Figura 17 sono mostrate le principali ponderazioni in frequenza in posizione seduta: nello specifico, la curva W_k è da utilizzare per la ponderazione dell'accelerazione verticale, mentre la curva W_d per quelle orizzontali. Analizzando le due curve è evidente che il corpo umano è maggiormente sensibile alle frequenze comprese tra 0.25 e 8 Hz per le accelerazioni orizzontali e alle frequenze comprese tra 4 e 16 Hz per quelle verticali. Si riporta, inoltre, la curva di ponderazione W_f utile per la valutazione del mal di trasporto che mostra una particolare sensibilità alle frequenze comprese tra 0.1 e 0.5 Hz.

Figura 17

Fattori di ponderazione principali per vibrazioni al corpo intero



Curve dei fattori di ponderazione per vibrazioni al corpo intero: W_d per vibrazioni in direzione orizzontale; W_k per vibrazioni in direzione verticale; W_f per vibrazioni in direzione verticale per la valutazione del mal di trasporto

(Università degli Studi di Roma La Sapienza - DIMA in collaborazione con Università degli Studi dell'Aquila - DIIE)

Il valore totale dell'accelerazione a_v a cui è esposto il corpo si determina tenendo conto delle diverse direzioni di misurazione. La sua espressione, specifica per la valutazione degli effetti della vibrazione sulla salute umana, è:

$$a_v = \max[(k_x a_{wx}), (k_y a_{wy}), (k_z a_{wz})]$$

dove k_x , k_y e k_z sono dei coefficienti moltiplicativi, dipendenti dalla posizione assunta dall'operatore, che nel caso di posizione seduta valgono:

$$\begin{aligned}k_x &= k_y = 1.4 \\k_z &= 1\end{aligned}$$

La durata dell'esposizione T_e è uno dei fattori determinanti in termini di rischio da vibrazioni: per questo l'accelerazione equivalente ponderata in frequenza deve essere riferita alle ore di lavoro, convenzionalmente 8 ore (28800 secondi):

$$A(8) = a_v \sqrt{\frac{T_e}{28800}}$$

Entrambe le norme ISO 5349 ed ISO 2631 non contengono riferimenti ai limiti di esposizione alle vibrazioni, che sono invece riportati nel capo III del titolo VIII del d.lgs.81/2008. In particolare, l'articolo 201 impone per le vibrazioni a corpo intero quanto riportato in Tabella 4.

Tabella 4 Limiti di esposizione alle vibrazioni WBV secondo il d.lgs. 81/2008	
	$A(8)$ [m/s^2]
Valore limite di esposizione	1
Valore limite di esposizione su periodi brevi	1.5
Valore di azione giornaliero	0.5

Ciò implica che se il valore $A(8)$ è superiore al valore d'azione fissato, devono essere attuate specifiche misure di tutela per i soggetti esposti.

La strumentazione per la misura delle vibrazioni è composta da uno o più trasduttori (accelerometri) connessi ad un sistema di acquisizione del segnale. Nella norma UNI EN ISO 8041-1 [16] sono riportati tutti i requisiti che gli strumenti di misura e i sistemi di acquisizione devono rispettare per la valutazione degli effetti delle vibrazioni sul corpo umano.

Sono inoltre previsti metodi specifici per la validazione e la verifica periodica degli accelerometri e sono indicati i calibratori da utilizzare per le verifiche. In particolare, la norma ISO 5347 [17] fornisce la procedura da eseguire per la calibrazione degli accelerometri. Inoltre, la norma UNI ISO 5348 [18] fornisce le indicazioni necessarie ad un corretto montaggio dell'accelerometro sul sistema da misurare.

Le macchine agricole sono in genere provviste di sedili progettati al fine di contenere o ridurre le vibrazioni trasmesse al corpo intero. Sono previste specifiche procedure di prova al fine di valutare le prestazioni dei sedili. La norma UNI EN 30326-1 [19] definisce i requisiti di base per le prove di laboratorio sulla trasmissione delle vibrazioni al

corpo umano che rendono possibile il confronto tra i risultati di prove eseguite su diversi sedili ed in laboratori differenti. Nella procedura indicata dalla norma, gli accelerometri triassiali sono montati in tre zone:

- sulla piattaforma di supporto del sedile;
- sulla seduta;
- sullo schienale.

La norma prescrive l'effettuazione di misure in condizioni tali da simulare la gamma di usi reali di un veicolo o di un macchinario in presenza di un operatore tipo a bordo.

Per le macchine agricole e specificamente per i trattori agricoli gommati, la norma ISO 5008 [20] specifica una procedura per la misura e la valutazione delle vibrazioni al corpo intero a cui è sottoposto un operatore definendo una serie di tracciati standard.

3.3 EFFETTI DEL RUMORE SULL'UOMO

Il rumore in generale influenza negativamente l'esecuzione di alcune attività quotidiane: può ad esempio interrompere il sonno, influenzare la comunicazione o compromettere la concentrazione e la memoria. Gli effetti sono spesso transitori, ma i danni possono accumularsi a causa di esposizioni durature e ripetute provocando eventi irreparabili senza che il soggetto se ne renda conto nell'immediato. La nocività dell'effetto dipende dalla frequenza, dall'ampiezza dell'onda sonora e dalla durata. I suoni ad alto livello e a lunga durata sono i più fastidiosi e dannosi. I suoni ad alta frequenza i più rischiosi. I suoni intermittenti sono meno dannosi di quelli continui perché l'orecchio riesce a rigenerarsi nei momenti di silenzio, ma tendono ad essere i più fastidiosi a livello percettivo.

Alcune attività lavorative espongono giornalmente l'operatore ad elevate dosi di rumore che possono rendere difficile la trasmissione e la percezione della parola o di eventuali segnali di allarme sonoro. In particolare, sugli operatori agricoli gli effetti riguardano principalmente la compromissione della funzione uditiva: si riscontrano affaticamento uditivo, ipoacusia e abbassamento della soglia uditiva, che a seconda della gravità, può essere di carattere transitorio o irreversibile. Effetti secondari riguardano l'alterazione di altre funzionalità del corpo umano, come ad esempio il sistema nervoso o la psiche in generale, dando luogo a cefalee, stordimento, spossatezza e irritabilità con conseguente riduzione del rendimento. I lavoratori del settore agricolo maggiormente esposti a tali malattie professionali sono i trattoristi. In Tabella 5 sono riportati i valori di livello acustico associato ad alcune tipologie rappresentative di trattori.

Tabella 5

Livelli di emissione acustica dei trattori agricoli

Trattori gommati privi di cabina	Trattori gommati con cabina	Trattori cingolati
		
85 - 95 dB(A)	75 - 85 dB(A)	95 - 105 dB(A)

Va osservato che i valori riportati in Tabella 5 possono variare in funzione del tipo di operazione che si sta svolgendo e dai parametri di esercizio del trattore stesso. Nei riguardi dell'operatore va osservato che la presenza di finestrini aperti nei trattori con cabina comporta un significativo aumento del livello di rumore (10 - 15 dB(A)).

3.4 STIMA DELL'ESPOSIZIONE AL RUMORE: QUADRO NORMATIVO

Al fine di tutelare la sicurezza del lavoratore, è necessario monitorare il livello di rumore al quale è esposto e verificare che tale valore rispetti i limiti normativi.

La norma UNI EN ISO 3744 [21] specifica la procedura per la determinazione del livello di potenza sonora di una sorgente, utilizzando misure di pressione sonora. La norma fa riferimento a una sorgente acustica in campo aperto sopra una superficie riflettente che ben rispecchia la condizione di una macchina agricola in esercizio. Inoltre, fornisce i requisiti relativi all'ambiente di prova e alla strumentazione, nonché le tecniche per registrare il livello di pressione sonora superficiale dal quale viene calcolato il livello di potenza sonora della sorgente. Le serie ISO 11200 - ISO 11204 [22, 23, 24, 25, 26] danno informazioni specifiche circa le misurazioni da effettuare nei singoli ambiti lavorativi.

I limiti di esposizione al rumore sono invece definiti nel capo II del titolo VIII del d.lgs.81/2008 e sono riferiti alle grandezze di seguito definite:

- **Pressione acustica di picco (P_{peak}):** valore massimo della pressione acustica istantanea;
- **Esposizione giornaliera al rumore ($L_{EX,8h}$):** valore medio, ponderato in funzione del tempo, dei livelli di esposizione al rumore per una giornata lavorativa di 8 ore. Il livello espresso in decibel è dato da:

$$L_{EX,8h} = 10 \log \left[\frac{1}{T_0} \sum_{i=1}^n T_i 10^{0.1L_i} \right] \text{ dB(A)}$$

con:

T_i : tempo di esposizione quotidiano, in minuti, di un lavoratore alla fonte i -esima;

T_0 : 8 ore lavorative;

L_i : livello continuo equivalente della fonte di rumore i -esima definito come:

$$L_i = 10 \log \left[\frac{1}{t} \int_0^t (p_A(t)/p_0)^2 dt \right] \text{ dB(A)}$$

che rappresenta il livello in dB(A) del rumore ipotizzato costante con stesso contenuto energetico del segnale reale;

- **Esposizione settimanale al rumore** ($L_{EX,w}$): valore medio, ponderato in funzione del tempo, dei livelli di esposizione al rumore per 5 giorni lavorativi di 8 ore.

$$L_{EX,w} = 10 \log \left[\frac{1}{5} \sum_{k=1}^m 10^{0.1(L_{EX,8h})_k} \right] \text{ dB(A)}$$

con:

k : indice rappresentativo della giornata lavorative;

m : numero di giornate lavorative della settimana;

$(L_{EX,8h})_k$: livello sonoro della k -esima giornata.

L'esposizione settimanale al rumore viene utilizzata per la valutazione del rischio quando il lavoratore è esposto a livelli di rumore notevolmente differenti fra le diverse giornate lavorative.

La normativa, oltre a definire dei limiti sul valore di esposizione giornaliera, fornisce anche un limite sul livello di picco in quanto questo è significativo per la valutazione del rischio dovuto a un rumore impulsivo.

In particolare, la legge stabilisce l'adozione di interventi immediati per la riduzione dell'esposizione quando i livelli di esposizione superano il valore limite. Inoltre, impone l'adozione di dispositivi di protezione individuale se il livello di esposizione è compreso tra i valori di azione inferiore e superiore.

I valori limite di esposizione e i valori di azione, in relazione al livello di esposizione giornaliera al rumore e alla pressione acustica di picco, sono riportati in Tabella 6.

Tabella 6 Limiti di esposizione al rumore secondo il d.lgs. 81/2008

	$L_{EX,8h}$ [dB(A)]	P_{peak} [Pa]
Valori limite di esposizione	87	200
Valori superiori di azione	85	140
Valori inferiori di azione	80	112

Confrontando i valori limite della normativa con quelli della Tabella 5, è evidente che i valori di emissione acustica dei trattori ai quali è esposto il trattorista sono critici. I trattori cingolati o gommati, in assenza di cabina sono generalmente caratterizzati da valori di emissione più elevati dei limiti stabiliti dalla legge. In particolare, i cingolati risultano più rumorosi dei gommati per le loro particolari caratteristiche tecniche. Nei casi esposti possono essere intraprese delle azioni di bonifica e attuate misure di prevenzione.

4 TRASMISSIONE ED ISOLAMENTO DELLE VIBRAZIONI E DEL RUMORE

Dopo aver analizzato gli effetti delle vibrazioni e del rumore sull'uomo e i limiti di esposizione per la tutela della salute dei lavoratori, in questo capitolo sono illustrati i principi di funzionamento di elementi o dispositivi che consentono di limitare la trasmissione delle vibrazioni e del rumore e che sono di particolare interesse applicativo per le macchine agricole.

4.1 VIBRAZIONI

Secondo la Direttiva macchine (d.lgs.17/2010), 'La macchina deve essere progettata e costruita in modo tale che i rischi dovuti alle vibrazioni trasmesse dalla macchina siano ridotti al livello minimo, tenuto conto del progresso tecnico e della disponibilità di mezzi atti a ridurre le vibrazioni, in particolare alla fonte'. Le macchine infatti trasmettono vibrazioni meccaniche alle strutture a cui sono collegate e di conseguenza anche ai lavoratori che operano in contatto con queste strutture. Ad esempio, in una macchina agricola ci sono numerose sorgenti di vibrazioni che possono essere trasmesse al conducente attraverso il sedile. È necessario quindi valutare l'esposizione del lavoratore a tali vibrazioni come esposto nel capitolo precedente ed intervenire laddove questa esposizione possa procurare effetti dannosi sulla salute.

Per una effettiva riduzione dell'esposizione dell'operatore a vibrazioni eccessive, è necessaria una progettazione accurata che tenga conto degli aspetti vibrazionali. In particolare, come anche indicato nella UNI CEN/TR 15172-1 [2], è necessario: identificare le sorgenti principali di vibrazioni; ridurre l'ampiezza delle vibrazioni alla sorgente; ridurre la trasmissione delle vibrazioni dalla sorgente all'operatore.

Dopo aver preliminarmente individuato e caratterizzato le sorgenti e le vie di trasmissione, possono essere necessari degli interventi locali per ridurre la risposta vibratoria di particolari elementi della macchina (ad es. le vibrazioni sul sedile dell'operatore), al fine di rispettare i requisiti imposti dalla legge.

Le modifiche strutturali rappresentano un possibile approccio a tale problema, in quanto sono una procedura che ha lo scopo di identificare le modifiche più efficaci da apportare ad un sistema vibrante affinché questo abbia il comportamento dinamico desiderato. Nell'ambito delle modifiche strutturali si possono distinguere due tipi di problemi:

- il problema diretto consiste nella valutazione dell'effetto di cambiamenti già definiti per la verifica dell'efficacia delle modifiche adottate sul comportamento dinamico del sistema;
- il problema inverso permette di identificare nell'ambito di un certo insieme di possibili modifiche, quelle da apportare per ottenere il comportamento dinamico desiderato.

Entrambi i gli approcci possono essere adottati sia in fase di progettazione di nuove macchine che in fase di bonifica delle macchine esistenti. Per una trattazione approfondita della formulazione generale del problema delle modifiche strutturali si rimanda ad una letteratura specializzata [27], data la complessità del tema.

Tra le possibili modifiche apportabili al sistema vi è l'inserimento di sistemi antivibranti, i cui principi di funzionamento vengono analizzati nel dettaglio nel presente capitolo, data l'importanza che rivestono nella pratica della progettazione vibrazionale di sistemi meccanici.

Prima di procedere ad una descrizione dei singoli sistemi, risulta utile fornirne una classificazione in base a:

■ **Principio di funzionamento:**

- **sistemi passivi:** introducono una modifica nel sistema meccanico in termini di caratteristiche di massa, smorzamento o rigidità; non sono sistemi del tutto in grado di adattarsi alla variazione delle eccitazioni esterne, alle variazioni delle condizioni di funzionamento o alle variazioni delle proprietà dinamiche del sistema;
- **sistemi attivi:** sono caratterizzati dalla presenza di un sistema di attuazione che introduce una sorgente di eccitazione aggiuntiva finalizzata al controllo delle vibrazioni;
- **sistemi semi-attivi:** analogamente ai sistemi passivi introducono una modifica nel sistema meccanico ma sono capaci di adattarsi alle variazioni delle eccitazioni esterne, alle variazioni delle condizioni di funzionamento e alle variazioni delle proprietà dinamiche del sistema stesso.

■ **Posizionamento nel sistema:**

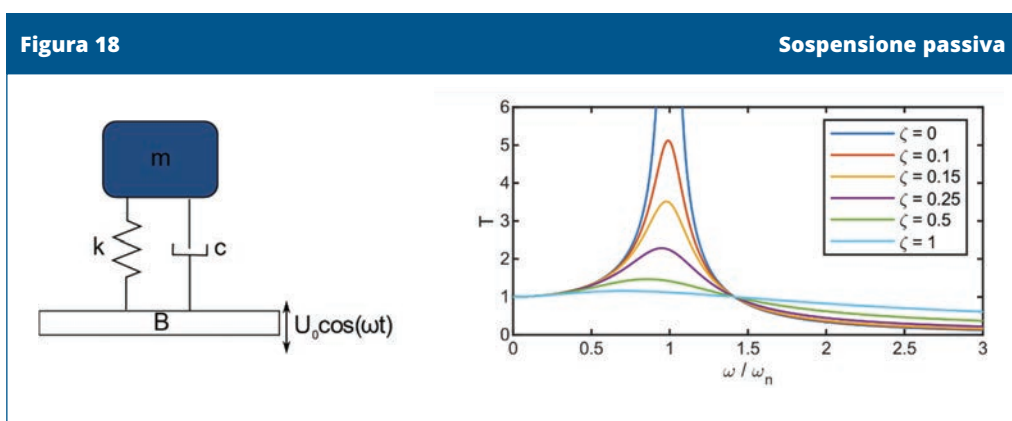
- **all'interfaccia tra due strutture:** ha la funzione di isolare una struttura dall'altra;
- **all'interno della struttura:** ha la funzione di controllare le vibrazioni nel punto in cui vi sono particolari requisiti in termini di livelli di vibrazione;
- **alla sorgente:** ha la funzione di ridurre le eccitazioni che causano le vibrazioni.

Nella Tabella 7 è riportata schematicamente la classificazione dei sistemi antivibranti in base al posizionamento e al principio di funzionamento.

Tabella 7		Classificazione dei sistemi antivibranti		
Posizione	Tipologia	Passivo	Semi-attivo	Attivo
All'interfaccia		Sospensioni	Sospensioni auto-regolanti	Sospensioni attive
Nella struttura		Assorbitori dinamici	Assorbitori auto-regolanti	Assorbitori attivi
Alla sorgente		Risonatori	Risonatori auto-regolanti	Risonatori attivi

4.1.1 Sospensioni passive

Le sospensioni passive sono utilizzate per limitare la trasmissione di vibrazioni fra due strutture. L'inserimento di una sospensione in luogo di una connessione rigida altera la trasmissibilità della connessione stessa. Infatti, mentre una connessione rigida ($k=\infty$) è caratterizzata da una trasmissibilità unitaria su tutta la banda di frequenza, l'inserimento di un sistema ausiliario a rigidezza finita e con smorzamento introduce un'azione di filtro meccanico sulla trasmissione di vibrazioni. La rigidezza influenza il valore della frequenza naturale del sistema e di conseguenza la banda in frequenza dove la trasmissibilità è più elevata; lo smorzamento, invece, ha influenza sulla capacità dell'elemento di collegamento di dissipare energia.



(Università degli Studi di Roma La Sapienza - DIMA in collaborazione con Università degli Studi dell'Aquila - DIIE)

A titolo di esempio, si consideri un macchinario che vibra in esercizio (il telaio di un trattore agricolo), sul quale deve essere realizzata la seduta di un operatore. Questo è il tipico problema in cui la sospensione passiva può essere impiegata al fine di isolare il sedile dalle vibrazioni del macchinario. Questo problema può essere modellato mediante sistema ad 1 GdL, in Figura 18, in cui un sedile di massa m è collegato mediante una sospensione di rigidezza k e smorzamento c al macchinario b .

Il grafico in Figura 18 mostra la trasmissibilità della sospensione, espressa in funzione del rapporto ω/ω_n . La trasmissibilità mostra un'amplificazione della risposta per $\omega/\omega_n < \sqrt{2}$, una risposta massima in risonanza ($\omega/\omega_n = 1$) e un'attenuazione per $\omega/\omega_n > \sqrt{2}$. La pulsazione naturale ω_n , dipende dalla rigidezza della molla che funge, quindi, da filtro meccanico passa basso. Si può pertanto modificare la frequenza di taglio ($\omega > \sqrt{2} \omega_n$), agendo sulla rigidezza della sospensione.

L'introduzione dello smorzamento genera, rispetto al caso non smorzato, una diminuzione della trasmissibilità per $\omega/\omega_n < \sqrt{2}$ ed un aumento per $\omega/\omega_n > \sqrt{2}$. Lo smorzamento, quindi, modifica l'azione di filtro meccanico della rigidezza, riducendone l'effetto nella

zona di attenuazione, ma al contempo riduce l'amplificazione della risposta in risonanza. In base a quanto detto, la sospensione passiva rappresenta un'ottima soluzione di isolamento per vibrazioni a frequenza maggiore della frequenza di taglio. Per forze eccitanti con frequenze molto basse, l'effetto di filtro potrebbe essere garantito da sospensioni con rigidità molto basse e pertanto molto flessibili che però hanno l'inconveniente di presentare frecce statiche troppo elevate.

In generale si preferisce un valore del fattore di smorzamento $\zeta \geq 1$, in modo da garantire al sistema di tornare rapidamente alla sua posizione di equilibrio, senza oscillazioni. Come richiesto nel caso di un sedile.

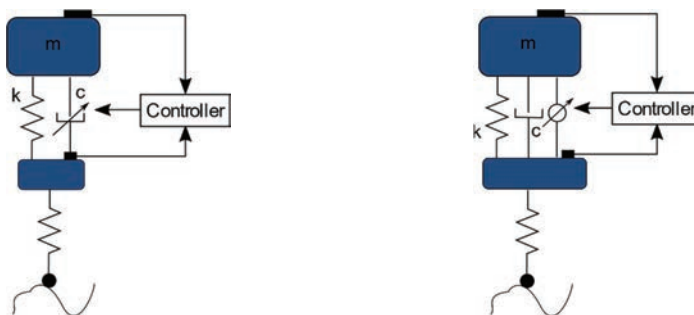
4.1.2 Sospensioni semi-attive

In alcuni sistemi i parametri dinamici possono variare nel tempo. La massa di un elicottero, ad esempio, decresce al consumarsi del carburante. Inoltre, diverse condizioni di volo (altezza di volo, manovre, atterraggio, velocità di rotazione del rotore, ecc.) producono sul sistema diverse frequenze di eccitazione. Nell'ambito delle macchine agricole, invece, si pensi alla variazione degli spettri di eccitazione derivanti dall'attraversamento di un terreno disconnesso rispetto ad una strada asfaltata, oppure alla variazione della dinamica della macchina agricola per diverse macchine operatrici ad essa collegate. Ne consegue che le frequenze proprie della struttura e la banda di frequenze eccitate variano in base alle condizioni operative. In tali situazioni, le sospensioni passive sono inefficienti: è necessario utilizzare un sistema le cui caratteristiche possano variare a seconda delle condizioni di lavoro della struttura da isolare.

Attraverso degli attuatori, le sospensioni semi-attive adattano i propri valori di smorzamento, rigidità o posizione di masse aggiuntive a seconda dello stato del sistema.

Figura 19

Sospensione semi-attiva e sospensione attiva



Schema rappresentativo di una sospensione semi-attiva e di una attiva

(Università degli Studi di Roma La Sapienza - DIMA in collaborazione con Università degli Studi dell'Aquila - DIIE)

Nella parte sinistra di Figura 19 è riportato un modello di sospensione semi-attiva di un assale che attraversa un terreno disconnesso. In questo caso mediante la variazione dello smorzamento c della sospensione si può modificare in tempo reale la trasmissibilità della sospensione stessa, al fine di limitare l'eccitazione che tali forze produrrebbero sul telaio ed adeguare l'azione smorzante della sospensione al contenuto in frequenza della sorgente eccitante. Il comportamento di una sospensione semi-attiva può essere governato da una centralina al cui interno è implementato l'algoritmo di controllo che raccoglie i dati dai sensori ed attua le modifiche necessarie al sistema.

4.1.3 Sospensioni attive

Le sospensioni attive presentano, oltre agli elementi di rigidità o smorzamento, anche un attuatore. A differenza delle sospensioni semi-attive, gli attuatori nelle sospensioni attive agiscono direttamente sul sistema da isolare generando una forza interna variabile in base al livello di vibrazione rilevato da opportuni sensori.

Gli attuatori, tipicamente di taglia maggiore rispetto a quelli presenti nelle sospensioni semi-attive, sono generalmente di tipo idraulico o elettro-dinamico. Attraverso degli accelerometri, viene identificato lo stato vibratorio della struttura e attraverso tali informazioni si regola la distribuzione dei carichi dinamici interni.

Il ruolo degli attuatori è quello di modificare l'energia trasmessa attraverso la sospensione, minimizzando le vibrazioni del sistema da isolare.

Il sistema rappresentato nella parte destra di Figura 19 rappresenta una sospensione attiva di un assale che attraversa un terreno disconnesso. In questo caso, l'attuatore incluso nella sospensione limita l'eccitazione che le irregolarità del suolo produrrebbero sul telaio. Il comportamento di una sospensione attiva è governato da una centralina al cui interno è implementato l'algoritmo di controllo che raccoglie i dati dai sensori e genera il segnale di comando dell'attuatore.

4.1.4 Assorbitori dinamici passivi

Nel caso in cui sia necessario ridurre localmente la vibrazione di un sistema, si può agire direttamente sul sistema stesso o apportando delle modifiche alla distribuzione di massa e rigidità della struttura o inserendo un assorbitore dinamico.

In particolare, quando è necessario neutralizzare una specifica frequenza della struttura, l'inserimento di un assorbitore dinamico, ovvero un sistema oscillante con frequenza propria pari alla frequenza da neutralizzare, rappresenta una soluzione particolarmente efficace. In ambito elicotteristico, diversi tipi di assorbitori passivi vengono utilizzati per ridurre localmente gli effetti delle sollecitazioni trasmesse dal rotore.

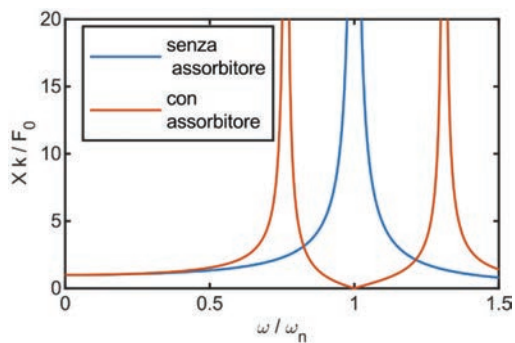
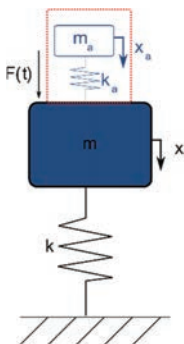
In ambito trattoristico, si consideri ad esempio una macchina agricola nella quale è presente una operatrice che trasmette al sistema, ed in particolare al sedile dell'operatore, una sollecitazione elevata ad una data frequenza. Per ridurre l'effetto di tale sollecitazione sull'operatore si può introdurre sul sedile stesso un assorbitore dinamico. Questo problema può essere modellato mediante sistema ad 1 GdL, in Figura 20, in cui

un sedile di massa m , collegato mediante una sospensione di rigidità k al telaio, è soggetto ad una sollecitazione armonica $F(t)$.

Nella Figura 20 è rappresentato il fattore di amplificazione del sistema a 1GdL senza assorbitore ed il fattore di amplificazione dello stesso sistema con l'aggiunta di un assorbitore dinamico non smorzato con frequenza propria $\omega_a = \sqrt{k_a/m_a}$ uguale, in questo caso, alla frequenza propria $\omega_n = \sqrt{k/m}$ del sistema senza assorbitore. L'inserimento dell'assorbitore introduce un ulteriore grado di libertà nel sistema, quindi ne modifica radicalmente la risposta: in particolare si ottiene una risposta nulla della massa m alla frequenza propria dell'assorbitore (antirisonanza) e due risonanze che limitano l'efficacia dell'assorbitore ad una banda in frequenza molto ristretta intorno ad ω_a .

Figura 20

Assorbitore dinamico passivo non smorzato

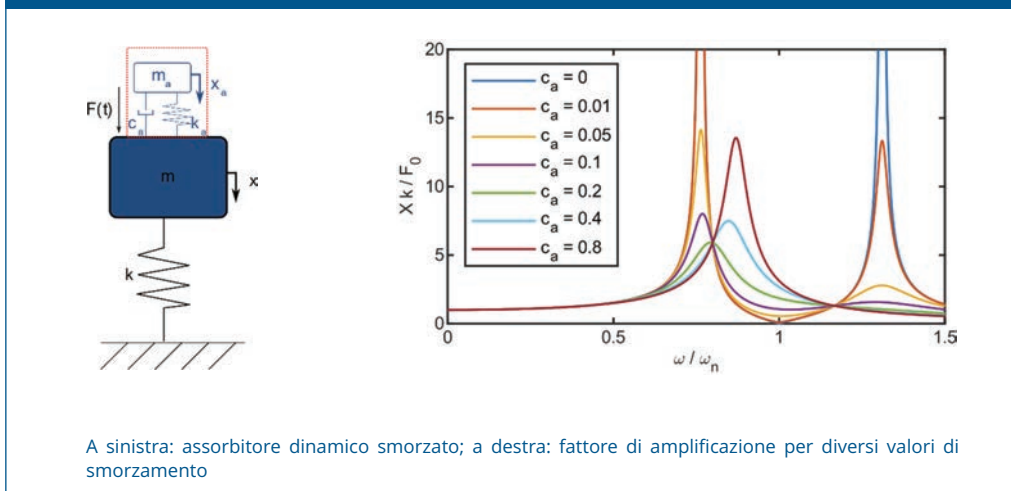


A sinistra struttura con assorbitore dinamico passivo non smorzato; a destra fattore di amplificazione del sistema con e senza assorbitore

(Università degli Studi di Roma La Sapienza - DIMA in collaborazione con Università degli Studi dell'Aquila - DIIE)

In caso di assorbitore smorzato l'entità dello smorzamento nell'assorbitore deve essere accuratamente valutata. Nel grafico della Figura 21 è rappresentato il fattore di amplificazione per diversi valori dello smorzamento dell'assorbitore applicato ad una struttura smorzata. In generale, lo smorzamento riduce l'ampiezza della risposta alle due frequenze di risonanza, ma ha effetti opposti sulla risposta in antirisonanza, che non è più nulla. Al limite, un valore di smorzamento troppo elevato ha l'effetto di far ricomparire un unico picco in prossimità della frequenza da neutralizzare.

Scegliendo opportunamente il valore dello smorzamento è possibile ottimizzare il comportamento della struttura, ottenendo una attenuazione della risposta in una banda larga in frequenza.

Figura 21**Assorbitore dinamico passivo smorzato**

(Università degli Studi di Roma La Sapienza - DIMA in collaborazione con Università degli Studi dell'Aquila - DIIE)

4.1.5 Assorbitori semi-attivi

Gli assorbitori semi-attivi possono essere utilizzati quando il sistema è soggetto ad una forza eccitante la cui frequenza varia nel tempo. In questo caso, un attuatore comandato da un controllore varia le caratteristiche dell'assorbitore e quindi la sua frequenza di risonanza, in base alla frequenza da neutralizzare. Questi sistemi sono in grado di adattarsi in modo efficace quando la frequenza dell'eccitazione non varia troppo velocemente.

Sulle cabine degli elicotteri un tipico assorbitore viene realizzato mediante una massa sismica collegata alla struttura vibrante mediante una lamina flessibile, che agisce come una molla. La distribuzione della massa e la rigidità del sistema vengono variate attraverso la movimentazione di una massa mobile comandata da un sistema di controllo in base alla frequenza di eccitazione acquisita.

4.1.6 Assorbitori attivi

Anche gli assorbitori attivi hanno la funzione di diminuire il livello di vibrazioni in una zona localizzata della struttura, ma rispondono efficacemente anche a rapide variazioni della frequenza della forza eccitante. L'attenuazione delle vibrazioni è ottenuta introducendo dei carichi dinamici all'interno della struttura, che possono essere generati da attuatori integrati nella struttura o attraverso dei sistemi risonanti attivi.

L'applicazione di carichi dinamici mediante attuatori richiede che il sistema di attuazione sia in grado di generare una forza sufficiente a contrastare la vibrazione che si vuole neutralizzare. Al contrario, nei risonatori attivi la forza generata dall'attuatore viene amplificata dal sistema risonante assorbendo meno energia.

4.1.7 Risonatori passivi, semi-attivi e attivi

In alcuni casi, è più efficace e talvolta indispensabile ridurre le vibrazioni nei pressi della sorgente direttamente lì dove sono generate. Il risonatore ha il ruolo di assorbire le vibrazioni nell'intorno di una certa frequenza, opportunamente regolata, cancellando gli effetti della sorgente da neutralizzare.

Il principio di funzionamento è del tutto analogo a quello degli assorbitori. In questo caso si utilizza un sistema risonante accoppiato alla sorgente di vibrazione per limitare l'eccitazione sul sistema.

4.2 RUMORE

Le macchine devono essere progettate e costruite in modo da ridurre al minimo i rischi risultanti dall'esposizione dei lavoratori al rumore prodotto dalla macchina. Nelle macchine infatti, come richiamato nel paragrafo 4.1, sono presenti delle sorgenti di vibrazione che possono:

- generare, attraverso il processo di irradiazione acustica, rumore che mette in vibrazione altre parti della macchina o raggiunge direttamente l'operatore (via di trasmissione aerea), oppure
- trasmettere per via strutturale tali vibrazioni ad altre parti della macchina (via di trasmissione strutturale), le quali a loro volta possono irradiare rumore.

Ad esempio, in una macchina agricola ci sono numerose sorgenti di vibrazione che possono:

- irradiare rumore che mette in vibrazione le pareti della cabina del trattore e che da queste viene irradiato all'interno, oppure raggiunge direttamente l'operatore;
- trasmettersi per via strutturale alle pareti della cabina, che irradiano rumore all'interno della cabina stessa.

Altre fonti di rumore possono essere derivare da risonanze acustiche nei condotti (rumore emesso da macchine operatrici pneumatiche) o da fenomeni aero-acustici (getti turbolenti).

È necessario quindi valutare l'esposizione del lavoratore a tale rumore, come esposto nel capitolo precedente, ed intervenire laddove questa esposizione possa procurare effetti dannosi per la salute.

Pertanto, anche per una effettiva riduzione dell'esposizione dell'operatore a rumore eccessivo, è necessaria una progettazione accurata che tenga conto degli aspetti vibrazionali già trattati nel precedente paragrafo, sia pure in un campo di frequenze più ampio, e del modo in cui tali vibrazioni vengono convertite in rumore.

È necessaria una analisi per localizzare le principali sorgenti di rumore, le vie di trasmissione e le superfici irradianti e identificare quelle che danno il contributo maggiore. Infatti, per ottenere una significativa riduzione del rumore è necessario partire dall'attenuazione delle sorgenti con maggiore emissione, in quanto l'eliminazione delle sorgenti minori può non avere alcun effetto sulla diminuzione del rumore complessivo.

Per ridurre il livello di rumore al quale è sottoposto l'operatore, possono essere necessari degli interventi locali e mirati come ad esempio l'introduzione di silent-block per limitare la trasmissibilità per via strutturale di vibrazioni a frequenze medio alte in grado di eccitare strutture, o pannelli capaci di irradiare rumore (ad esempio, tra telaio del trattore e cabina).

In relazione al problema di controllo da affrontare, riduzione del rumore trasmesso in un ambiente contiguo o riduzione del rumore all'interno dell'ambiente in cui è presente la sorgente, si possono distinguere due categorie di materiali:

- materiali fonoisolanti (opachi o trasparenti) per abbattere il livello del rumore trasmesso dall'esterno all'interno di un ambiente confinato attraverso le sue pareti (ad esempio, la cabina di un trattore). Le prestazioni di un materiale fonoisolante sono generalmente indicate per mezzo dell'indice di riduzione sonora, altrimenti noto come perdita di trasmissione:

$$R = 10 \log_{10} \frac{1}{\tau} \text{ dB}$$

dove τ indica il coefficiente di trasmissione sonora, o trasmissibilità, dato dal rapporto tra l'intensità del suono trasmesso e quella del suono incidente su un pannello;

- materiali fonoassorbenti per abbattere il livello del rumore presente all'interno di un ambiente confinato (ad esempio, all'interno della cabina di un trattore). L'energia sonora viene assorbita, cioè convertita in calore per attrito all'interno di materiali porosi o fibrosi. I materiali porosi, come quelli in fibra di vetro, lana di roccia e schiuma plastica porosa, devono essere sufficientemente 'aperti' da consentire all'onda sonora di entrare nei canali contenenti aria, ma sufficientemente 'chiusi' da presentare una notevole resistenza al moto ondoso nei suddetti canali. La capacità fonoassorbente di un materiale poroso o fibroso è definita per mezzo del coefficiente di assorbimento dato dal rapporto tra l'intensità sonora assorbita dalla superficie e quella incidente.

Qualora gli interventi appena illustrati non fossero attuabili o sufficienti si può optare per l'adozione di dispositivi di protezione individuale (DPI), quali tappi, caschi, cuffie a controllo passivo e attivo.

5 TRATTORI PER USO AGRICOLO

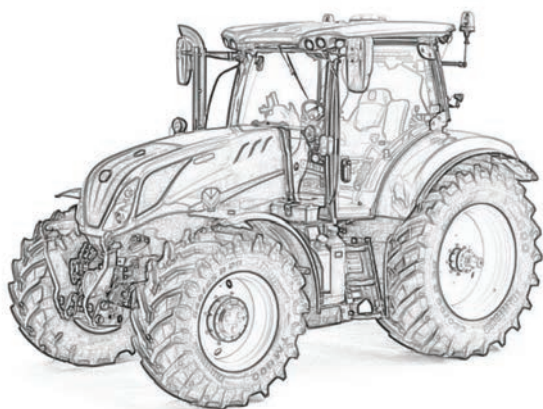
Le attività svolte in agricoltura sono svariate e di diversa natura: lavorazione dei terreni, semina, concimazione, irrigazione, protezione delle colture, conservazione dei prodotti del campo. Queste attività richiedono l'utilizzo di macchine specializzate nell'effettuare le singole operazioni.

Il trattore, data la sua versatilità, è la macchina agricola motrice più diffusa. Grazie ai sistemi di aggancio di cui è dotato può essere collegato a diverse macchine operatrici, permettendo la realizzazione di operazioni molto diverse fra loro. A seconda dell'attività, e quindi della macchina operatrice usata, le condizioni di lavoro del trattore e del trattorista variano sensibilmente.

Esiste in commercio una vasta gamma di trattori che si differenziano per dimensioni, organi di propulsione (potenza), per trazione (integrale o posteriore).

Figura 22

Trattore e attacchi



Trattore con attacco anteriore e posteriore

(Università degli Studi di Roma La Sapienza - DIMA in collaborazione con Università degli Studi dell'Aquila - DIIIE)

Data la vasta gamma di trattori e la numerosa popolazione di macchine operatrici, le possibili configurazioni derivanti dall'accoppiamento tra operatrici e trattori sono numerose. Quindi, il comportamento dinamico della macchina agricola varia sensibilmente a seconda del tipo di trattore, di macchina operatrice, di aggancio, e variano di conseguenza le vibrazioni alle quali è sottoposto l'operatore agricolo.

In questo capitolo si riporta una classificazione dei trattori maggiormente utilizzati, una descrizione dei dispositivi di cui i trattori sono dotati per limitare le vibrazioni ed il rumore, e una descrizione dei dispositivi di collegamento del trattore alle macchine operatrici.

5.1 CLASSIFICAZIONE DEI TRATTORI

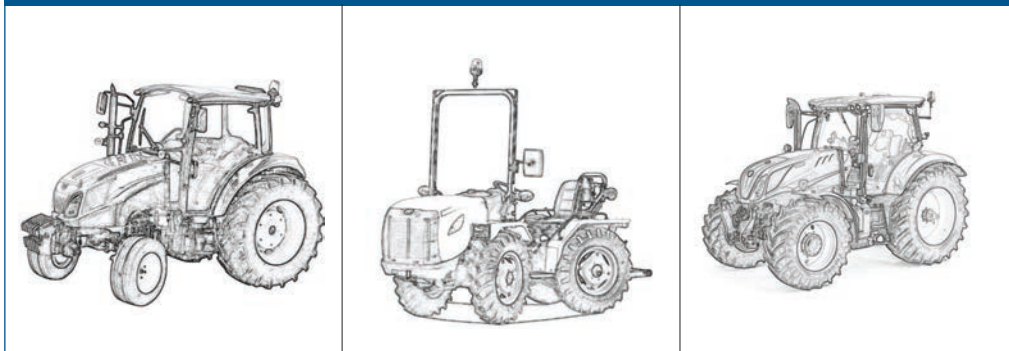
Le case costruttrici forniscono diversi modelli di trattori agricoli, differenziati per struttura, per potenza, per la specifica lavorazione in cui sono impiegati o per organi di locomozione.

Generalmente, i trattori vengono differenziati in:

- **trattori convenzionali**, o da campo aperto;
- **trattori cingolati**;
- **trattori specializzati**, da frutteto o da vigneto;
- **trattori mini**.

I trattori convenzionali (o standard), mostrati in Figura 23, sono i trattori a gomme utilizzati per lavorazioni generiche. I trattori gommati, possono essere classificati anche in base al numero di ruote che prendono potenza direttamente dall'albero motore:

- **trattori a due ruote motrici (2RM)**: in questa configurazione le ruote anteriori non sono motrici ma solo direttrici e il loro diametro è molto inferiore a quello delle ruote posteriori, con vantaggi in termini di ingombro e di angolo di sterzata. Generalmente questi trattori sono molto economici e privi di sospensioni e sono utilizzati per lavori non troppo impegnativi (quali semina, trasporto ecc.) su terreni piani;
- **trattori a quattro ruote motrici (4RM)**: in questa configurazione sia le ruote posteriori che anteriori sono motrici; rispetto ai trattori 2RM hanno maggiore capacità di trazione, garantiscono maggiore aderenza al terreno e una conseguente diminuzione del rischio di slittamento: vengono quindi utilizzati anche su terreni declivi;
- **trattori a doppia trazione (DT)**: derivano dai trattori 2RM ma permettono di rendere motrici le due ruote anteriori, aumentando l'aderenza al terreno e la capacità di carico. Fra questi troviamo sia trattori con ruote di diverso diametro sia trattori con stesso diametro delle ruote, anche detti 'isodiametrici'.

Figura 23**Trattori convenzionali**

A sinistra: trattore a due ruote motrici; al centro: trattore a ruote isodiametriche; a destra: trattore a quattro ruote motrici

(Università degli Studi di Roma La Sapienza - DIMA in collaborazione con Università degli Studi dell'Aquila - DIIE)

I trattori convenzionali gommati hanno una forma prevalentemente allungata e stretta che rende il modello poco stabile su terreni particolarmente inclinati, aumentando il rischio di ribaltamento. Pertanto, in condizioni di terreni sfavorevoli si prediligono trattori cingolati, caratterizzati da un baricentro più basso che riduce il rischio di ribaltamento, e da un'elevata aderenza al terreno che riduce la possibilità di slittamento. Tra i cingolati si distinguono i trattori con cingoli in gomma che, rispetto ai classici trattori con cingoli in acciaio, permettono la movimentazione su strada (Figura 24).

Figura 24**Trattori cingolati**

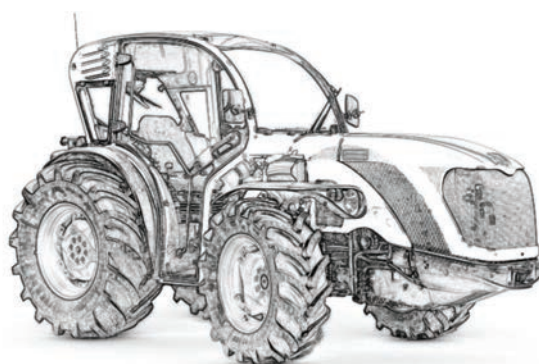
A sinistra un trattore con cingoli gommati; a destra un trattore con cingoli metallici

(Università degli Studi di Roma La Sapienza - DIMA in collaborazione con Università degli Studi dell'Aquila - DIIE)

Oltre a queste due tipologie di trattori utilizzati per lavorazioni generiche, si distingue una terza costituita dai trattori specializzati (Figura 25), come quelli da frutteto o da vigneto, la cui progettazione è destinata a uno specifico impiego. Si differenziano dai trattori convenzionali nelle dimensioni: sono infatti contraddistinti da altezza e larghezza più contenute, che permettono un passaggio agevole del mezzo anche in tratti molto stretti. Questa tipologia di trattori ha un significativo mercato in Italia.

Figura 25

Trattori specializzati



Trattori specializzati per vigneto e frutteto

(Università degli Studi di Roma La Sapienza - DIMA in collaborazione con Università degli Studi dell'Aquila - DIIIE)

I trattori mini (Figura 26), invece, sono utilizzati per realizzare operazioni in ambienti molto ristretti, come ad esempio nei giardini, nei parchi, nei campi sportivi nelle aree comunali o nei piccoli appezzamenti agricoli. Sono caratterizzati da potenze molto basse, non più di 30 CV e generalmente svolgono operazioni di taglio.

Figura 26

Trattore-mini



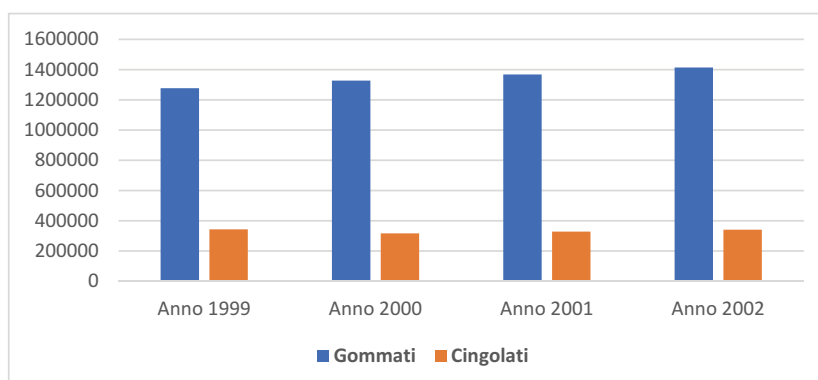
Trattore mini per giardino, parco

(Università degli Studi di Roma La Sapienza - DIMA in collaborazione con Università degli Studi dell'Aquila - DIIE)

I trattori più diffusi sul territorio italiano sono quelli gommati rispetto ai trattori cingolati, come evidenziato nella Figura 27 in cui è riportato un grafico con i dati di UNACOMA relativa al parco macchine, classificate in base agli organi di locomozione, dall'anno 1999 al 2002 [28].

Figura 27

Numero di trattori gommati e cingolati immatricolati in Italia



Fonte dati UNACOMA [28]

(Università degli Studi di Roma La Sapienza - DIMA in collaborazione con Università degli Studi dell'Aquila - DIIE)

I trattori possono essere classificati anche in base al segmento di potenza a cui appartengono. Nella Tabella 8 sono indicate le classi e le definizioni dei trattori in base al range di potenza a cui fanno parte. Il parco macchine italiano è composto prevalentemente da trattori che si attestano nelle prime tre classi.

Tabella 8 Classificazione dei trattori in base alla potenza	
Classe A: Trattori compatti	20 - 60 CV
Classe B: Trattori utility	55 - 100 CV
Classe C: Trattori aziendali	80 - 130 CV
Classe D: Trattori media potenza	120 - 190 CV
Classe E: Trattori medio-alta potenza	150 - 280 CV
Classe F: Trattori alta potenza	220 - 320 CV
Classe G: Trattori altissima potenza	oltre 320 CV

5.2 VIBRAZIONI E RUMORE SUI TRATTORI

Il trattore nasce come un mezzo di lavoro dotato di pochi comfort e adibito ai lavori pesanti per rimpiazzare la trazione animale. In origine, infatti, i trattori avevano una struttura rigida ed erano ammortizzati rispetto alle asperità del terreno con la sola presenza degli pneumatici. Negli anni, i trattori agricoli sono diventati sistemi sempre più complessi, in grado di svolgere operazioni molto diverse talvolta anche contemporaneamente.

Le case costruttrici hanno progressivamente introdotto notevoli innovazioni in termini di sospensioni sui trattori, inizialmente su macchine di elevata potenza sia per motivi economici (minor impatto del costo delle migliorie sul costo del macchinario) che dimensionali. Questo processo si è consolidato includendo anche trattori di fascia medio-bassa, sotto la spinta delle recenti normative che impongono limiti sempre più stringenti sull'esposizione alle vibrazioni degli operatori a salvaguardia della salute e della sicurezza.

Infatti, dal punto di vista della sicurezza e del comfort, gli agenti fisici a cui è sottoposto un operatore di macchina agricola sono principalmente le vibrazioni ed il rumore. Per il limitare l'esposizione al rumore, la presenza della cabina rappresenta un elemento generalmente risolutivo, mentre per le vibrazioni gli interventi da attuare possono essere diversi e non esiste una soluzione univoca per il contenimento delle vibrazioni al di sotto dei limiti stabiliti.

Nel caso delle vibrazioni, per limitare l'esposizione dell'operatore è necessario individuare le principali sorgenti di vibrazioni e come esse vengano trasmesse alla postazione di guida. Le principali fonti interne di vibrazione sono legate alla presenza sul trattore stesso di un motore termico, delle trasmissioni e a volte di impianti idraulici o

pneumatici che generano vibrazioni ad alta frequenza. Il motore, in genere, non rappresenta un problema, a meno che non operi a bassi regimi, in quanto gli organi mobili sono bilanciati ed il motore è fissato al telaio mediante supporti antivibranti. La principale fonte esterna di vibrazioni è rappresentata dal contatto delle ruote o dei cingoli sul terreno, specialmente quando il mezzo viaggia su superfici compatte a velocità sostenuta. Si producono, in questo caso, vibrazioni a bassa frequenza particolarmente dannose per gli operatori, quando le proprietà dinamiche della macchina amplificano lo spettro di eccitazione generato dall'attraversamento del terreno sconnesso.

Infine, le macchine operatrici collegate al trattore al contempo alterano il comportamento dinamico del trattore stesso ed il loro funzionamento produce delle vibrazioni che si propagano fino alla postazione dell'operatore.

Nonostante gli enormi progressi sia in ambito normativo che tecnologico, il problema delle vibrazioni rimane critico sul territorio nazionale in quanto:

- la maggior parte delle aziende agricole in Italia, soprattutto nel meridione, sono di piccole dimensioni e generalmente a conduzione familiare: in tali contesti vengono utilizzate soprattutto macchine di medio-basse potenze, non sempre dotate di tutti i dispositivi atti a migliorare le condizioni di comfort e sicurezza degli operatori;
- il mercato dei trattori è obsoleto: su un parco macchine composto da 1.9 milioni di unità, il 75% ha oltre i 25 anni di età [29]. Tale dato è ben rappresentato dal calo delle immatricolazioni negli ultimi anni.

Le principali tecniche adottate oramai da decenni per la riduzione dei livelli di vibrazione a carico del conducente prevedono l'adozione di sistemi antivibranti passivi finalizzati a limitare la trasmissione delle vibrazioni all'operatore. Si interviene generalmente mediante l'introduzione di sospensioni sull'assale anteriore, sulla cabina e sul sedile. Inoltre, gli pneumatici per i trattori gommati rappresentano un elemento in grado di modificare significativamente la trasmissione delle vibrazioni a bassa frequenza dovute alle irregolarità del suolo. Negli ultimi anni si assiste ad un progressivo incremento delle velocità di svolgimento delle lavorazioni e dei trasferimenti e contestualmente ad una significativa evoluzione tecnologica degli pneumatici. Si osserva una generale tendenza all'aumento della larghezza degli pneumatici, con una conseguente riduzione della pressione di gonfiaggio che permette un miglior assorbimento delle asperità del terreno. Inoltre, le case produttrici hanno di recente sviluppato pneumatici ad alta flessibilità, in cui l'aumento della flessibilità dei fianchi permette una maggiore capacità di carico a parità di pressione di gonfiaggio e migliori prestazioni in termini di smorzamento delle vibrazioni generate da entrambe le coppie di ruote al contatto con il suolo. Tale aspetto è di particolare interesse per l'assale posteriore, generalmente non dotato di sospensione.

Nella Tabella 9 si riportano intervalli di accelerazione media e frequenze che interessano gli operatori di trattori. Tali intervalli sono indicativi perché il valore effettivo di accelerazione dipende dal tipo di operazione che la macchina sta effettuando (fonte ENAMA) [4].

Tabella 9 **Accelerazioni medie per diverse tipologie di trattori [4]**

Tipologia	Accelerazione media [m/s²]	Frequenze tipiche [Hz]
Trattori gommati	0.5 - 1.6	2 - 5
Trattori a cingoli	0.6 - 1.2	10 - 20
Macchine agricole semoventi	0.4 - 1.6	2.5 - 5

Considerando i limiti esposti nella Tabella 4 del capitolo 3, se i valori medi di accelerazione WBV superano il valore di azione giornaliera pari a 0.5 m/s^2 , il tempo di esposizione del lavoratore deve essere proporzionalmente inferiore alle 8 ore giornaliere.

5.2.1 Sospensione assale

La sospensione dell'assale anteriore è un optional messo a disposizione dalle case costruttrici per trattori di medio-alte potenze. In principio, l'adozione di sospensioni sull'assale anteriore del trattore non è stata motivata da esigenze correlate al comfort del conducente, ma a esigenze di manovrabilità e sicurezza del mezzo nel trasporto veloce. Infatti, l'incremento della velocità massima dei trattori agricoli, che può oggi superare i 40 km/h, ha fatto emergere un problema dovuto alla risonanza dell'intero trattore legato alla sollecitazione generate dalla non perfetta circolarità degli pneumatici. Infatti, su suolo regolare, a velocità di avanzamento sostenuta (40 km/h), la frequenza di rotolamento (2 - 2.5 Hz) può sovrapporsi ad una delle frequenze di risonanza dell'intero trattore, che a seguito delle forze periodiche dovute alla non perfetta circolarità degli pneumatici inizia ad oscillare in modo pericoloso, sia per l'integrità strutturale del mezzo e rendendone difficile la manovrabilità. In assenza di sospensione sull'assale anteriore, soprattutto nel traino di rimorchi, l'oscillazione degli pneumatici posteriori, combinata alla spinta in direzione assiale esercitata dal rimorchio tramite il gancio da traino, innescava pericolose vibrazioni di beccheggio nel trasporto su strade pubbliche. L'introduzione di dispositivi di sospensione sull'assale anteriore riduce drasticamente il problema.

L'introduzione dei sistemi di sospensione ha un effetto significativo anche nel miglioramento del comfort vibrazionale del conducente. Le configurazioni più diffuse sono di tipo semi-attivo, costituite da cilindri idraulici, classificabili in:

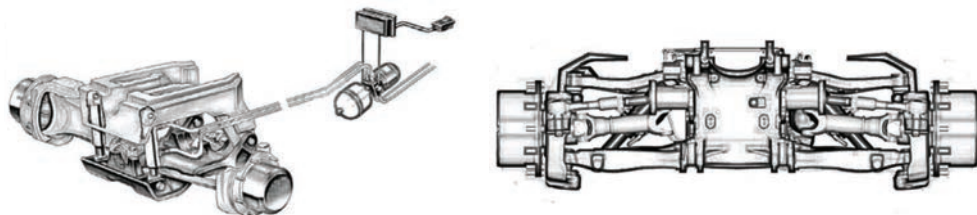
- assale ammortizzato a un cilindro;
- assale ammortizzato a due cilindri;
- assale ammortizzato a ruote indipendenti.

Nelle prime due configurazioni, di gran lunga le più diffuse, i cilindri sono posizionati anteriormente fra l'assale e il telaio del trattore (immagine a sinistra in Figura 28). Nella terza configurazione, mutuata dal settore automobilistico, questi sono connessi direttamente alle ruote anteriori, collegate al telaio mediante un quadrilatero articolato (immagine a destra in Figura 28), creando un vantaggio sia in termini di diminuzione

dell'ingombro sia in termini di aumento degli angoli di sterzata e quindi di migliore manovrabilità del trattore.

Figura 28

Sospensioni degli assali



Assale ammortizzato a due cilindri sulla sinistra ed assale ammortizzato a ruote indipendenti sulla destra

(Università degli Studi di Roma La Sapienza - DIMA in collaborazione con Università degli Studi dell'Aquila - DIIE)

Tutte e tre le configurazioni si basano sul medesimo principio di funzionamento. I cilindri sono collegati ad un accumulatore idraulico ad azoto, costituito da un contenitore diviso in due camere da una membrana elastica: la camera superiore contiene gas inerte in pressione, generalmente azoto, mentre quella inferiore contiene olio ed è messa in comunicazione con il circuito idraulico mediante una valvola di scarico e una di mandata. Quando la ruota del trattore transita su un terreno disconnesso vi è un flusso di olio dalle camere del cilindro agli accumulatori idraulici, che produce un aumento di pressione della camera del cilindro che si sta svuotando ed una diminuzione di pressione della camera del cilindro che si sta riempiendo. Questo tende a riportare il sistema nella posizione di equilibrio in cui la forza agente sullo stelo del cilindro è bilanciata dalle pressioni nelle due camere.

La sospensione dell'assale in genere ha la possibilità di essere bloccata, rendendo di fatto rigido il collegamento tra l'assale anteriore ed il telaio, in quanto nelle lavorazioni in campo le eventuali oscillazioni e le conseguenti variazioni di carico potrebbero generare una perdita di trazione.

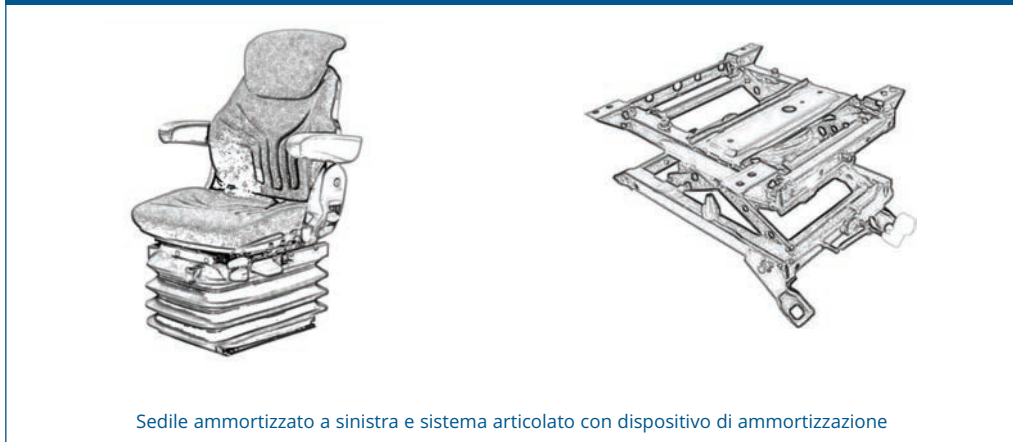
Le configurazioni tecnologicamente più avanzate sono invece di tipo attivo e puntano a mantenere le condizioni del trattore costanti a prescindere dalle forzanti esterne: un accelerometro posizionato anteriormente manovra i movimenti del telaio in relazione all'irregolarità del terreno. Inoltre, favoriscono il comfort anche in fase di sollevamento, abbassamento o manipolazione dell'attacco a tre punti, permettendo in tali condizioni un irrigidimento momentaneo della sospensione.

5.2.2 Sospensione sedile con eventuale controllo attivo

Sui trattori agricoli, originariamente sprovvisti di sistemi di sospensione applicati alle ruote, la sospensione del sedile è stato il primo dispositivo introdotto per migliorare il comfort vibrazionale dell'operatore. È prassi comune oramai sospendere il sedile di guida mediante una sospensione in grado di limitare la trasmissione delle vibrazioni a bassa frequenza all'operatore. Negli anni si è osservata una notevole evoluzione tecnologica di questi dispositivi, che sono passati da configurazioni molto elementari (molla flessionale a U) a configurazioni molto più articolate, che sfruttano cinematismi più complessi (pantografo o parallelogramma articolato) il cui moto è regolato da elementi elastici e smorzanti nei sistemi passivi o da attuatori nel caso di sospensioni attive e semi-attive.

Figura 29

Sospensioni del sedile



(Università degli Studi di Roma La Sapienza - DIMA in collaborazione con Università degli Studi dell'Aquila - DIIIE)

Attualmente, le sospensioni dei sedili (vedi Figura 29) sono composte da un sistema articolato che permette anche una regolazione in altezza e da un dispositivo di ammortizzazione composto da un cilindretto idraulico, regolabile attraverso una piccola pompa manuale, o una molla ad aria a pressione regolabile tramite pulsanti. La regolazione della pressione nel caso delle molle ad aria modifica la rigidità della sospensione, ed è necessaria per adattare la sospensione alla massa dell'operatore. Una errata regolazione vanifica l'efficacia della sospensione ed in alcuni casi può produrre effetti opposti a quelli desiderati, aumentando il livello vibrazionale a cui è sottoposto l'operatore. Questo aspetto ha spinto le case produttrici all'introduzione di sistemi di ausilio (indicatori, spie luminose) per una corretta regolazione, e alla messa in commercio di sedili a regolazione automatica dell'altezza e della rigidità della sospensione in base alla massa del conducente.

Più di recente si è osservata sul mercato l'introduzione di sistemi di tipo semi-attivo che sono in grado di smorzare in modo più efficace le vibrazioni sulla seduta. In questo caso dei sensori monitorano il moto della seduta ed un sistema di controllo modifica lo smorzamento del sistema mediante dei sistemi di tipo magneto-reologico, adeguando in tempo reale il comportamento dinamico della sospensione.

Vi sono inoltre soluzioni di tipo attivo in cui la presenza di un vero e proprio sistema di attuazione ha la funzione di contrastare il moto del sedile.

5.2.3 Sospensione cabina

La sospensione del sedile non è sufficiente a garantire il giusto comfort all'operatore, in quanto questa ha un buon effetto nella riduzione delle accelerazioni verticali a bassa frequenza, ma ha un ruolo marginale nella riduzione delle vibrazioni a più alta frequenza (20 - 30 Hz), che possono mettere in vibrazione le pannellature della cabina stessa trasformando l'abitacolo in una cassa di risonanza. Pertanto, inizialmente sono stati inseriti dei tasselli antivibranti per isolare la cabina dal telaio del trattore, con lo scopo principale di limitare i problemi di natura acustica. Per avere un effetto sull'esposizione alle vibrazioni a più bassa frequenza (15 - 20 Hz) cui è soggetto l'operatore, sono stati introdotti negli ultimi anni dei veri e propri sistemi di sospensione, composti da molle combinate a smorzatori composti da cilindri idraulici con relativi accumulatori idraulici ad azoto, o in alternativa sospensioni pneumatiche (Figura 30). Queste soluzioni possono essere adottate solo sul supporto posteriore della cabina o su entrambi i supporti.

Figura 30

Cabina sospesa



(Università degli Studi di Roma La Sapienza - DIMA in collaborazione con Università degli Studi dell'Aquila - DIIE)

5.3 SISTEMI DI ATTACCO DEI TRATTORI

Il collegamento fra il trattore e la macchina operatrice è realizzato mediante dei sistemi di aggancio. Questi sistemi sono standardizzati e permettono di collegare diverse macchine operatrici allo stesso trattore. La funzione dei sistemi di aggancio è quella di trasportare, movimentare ed eventualmente trasmettere energia alla macchina operatrice. Se la macchina operatrice deve essere semplicemente trainata, viene collegata al trattore mediante gancio da traino, altrimenti se è necessario controllare e movimentare la macchina operatrice questa è collegata al trattore mediante un attacco a tre punti. Qualora fosse necessario trasmettere energia meccanica alla macchina operatrice, si utilizzano delle prese di forza che permettono la trasmissione di un moto rotatorio dal trattore alla macchina operatrice attraverso opportuni giunti.

5.3.1 Gancio da traino

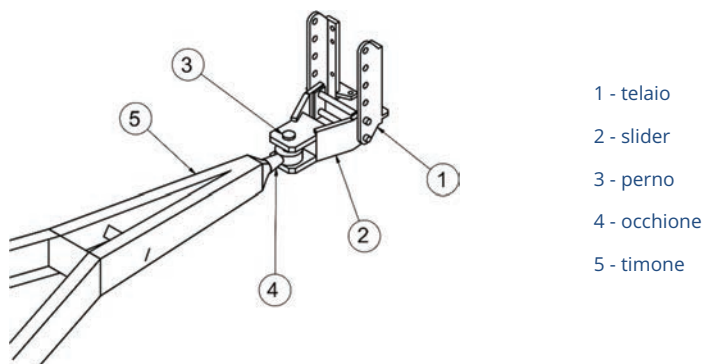
Il gancio da traino consente il collegamento tra il trattore e la macchina operatrice che deve essere trainata, ovvero movimentata attraverso una semplice forza orizzontale. Questa tipologia di collegamento si applica ai rimorchi agricoli e tutte le operatrici ad essi assimilabili (ad es. le irroratrici trainate, gli spandiletame, i carri botte, i carri miscelatori trainati, ecc.). In generale, risulta vantaggioso anche per quelle lavorazioni in cui sia necessaria una rotazione relativa tra macchina operatrice e trattore attraverso uno snodo. Il principale limite è rappresentato dall'impossibilità di trasmettere forze verticali alla macchina operatrice che è soggetta esclusivamente al peso proprio.

Il gancio di traino ha una configurazione molto semplice (vedi Figura 31), costituita generalmente da un telaio, uno slider e un perno. Il telaio è rigidamente connesso al telaio del trattore mediante una giunzione bullonata. Lo slider, invece, permette di regolare in altezza la posizione del gancio, in modo da garantire un accoppiamento ottimale con le svariate tipologie di macchine operatrici trainabili. Il perno, insieme all'occhione realizzato sul timone dell'operatrice, crea il collegamento effettivo.

La regolazione dell'altezza del gancio permette di ridurre al minimo problemi di aderenza delle ruote del rimorchio che potrebbero comportare irregolarità di marcia o ribaltamento: è opportuno, infatti, che il timone abbia una posizione quanto più orizzontale possibile.

Figura 31

Gancio di traino



Gancio di traino connesso mediante un perno all'occhione di una macchina operatrice trainata

(Università degli Studi di Roma La Sapienza - DIMA in collaborazione con Università degli Studi dell'Aquila - DIIE)

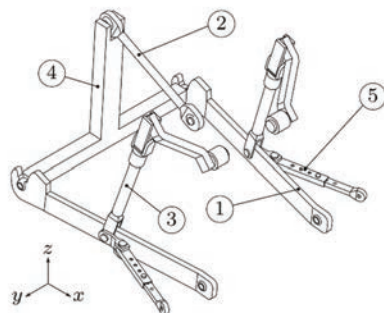
Le norme ISO 6489-2 [30] e ISO 5692-2 [31] forniscono le specifiche per il dimensionamento di gancio ed occhione e specificano la massima massa rimorchiabile ed il massimo carico verticale a cui questi sistemi possono essere soggetti. Al livello nazionale le tabelle CUNA NC 338-02 e NC 438-06 classificano rispettivamente i ganci e gli occhioni in categorie e definiscono i possibili accoppiamenti, la massima massa rimorchiabile ed il massimo carico verticale a cui tali sistemi possono essere soggetti.

5.3.2 Attacco a tre punti

L'attacco a tre punti, al contrario del gancio di traino, consente di realizzare un accoppiamento portante tra una macchina operatrice posteriore o anteriore ed un trattore. L'attacco è azionato da un sistema idraulico, in grado di generare delle forze verticali elevate e quindi di sollevare o abbassare la macchina operatrice e di realizzare operazioni in profondità nel terreno. L'attacco a tre punti realizza l'accoppiamento con l'operatrice in tre punti con una configurazione triangolare. L'attacco a tre punti posteriore è costituito dai bracci inferiori, dal terzo punto, dai tiranti verticali e dagli stabilizzatori laterali (vedi Figura 32). Consente il collegamento del trattore ad una vasta gamma di macchine operatrici ed è tipicamente presente su tutti i trattori agricoli.

Figura 32

Attacco a tre punti posteriore



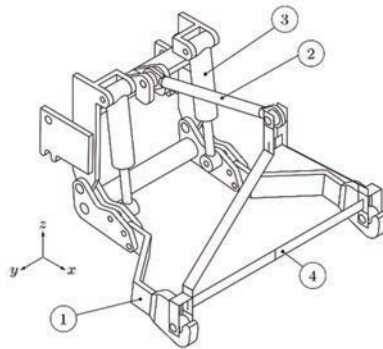
- 1 - bracci inferiori
- 2 - terzo punto
- 3 - tiranti verticali
- 4 - macchina operatrice
- 5 - stabilizzatori laterali

(Università degli Studi di Roma La Sapienza - DIMA in collaborazione con Università degli Studi dell'Aquila - DIIIE)

I bracci inferiori possono essere realizzati in un unico componente o mediante una coppia di componenti, che ne permette una regolazione in lunghezza; su di essi sono realizzati i ganci per il fissaggio alla macchina operatrice nei due punti inferiori. Il terzo punto consente il collegamento all'operatrice nel terzo punto superiore e può essere regolato in lunghezza meccanicamente o mediante un sistema idraulico, per controllare l'inclinazione della macchina operatrice. I tiranti verticali collegano il dispositivo di sollevamento, integrato nel trattore, con i bracci inferiori, per permettere la movimentazione della macchina operatrice. Anch'essi possono essere regolati in lunghezza meccanicamente o mediante un sistema idraulico. Gli stabilizzatori laterali collegano i bracci inferiori al trattore e consentono una regolazione o un controllo della posizione orizzontale della macchina operatrice. Il trattore è sottoposto a sollecitazioni dinamiche dovute all'operatrice e al fine di ridurle il terzo punto può essere ammortizzato. La crescente richiesta di riduzione dei tempi di lavoro ha portato anche allo sviluppo di una versione anteriore dell'attacco a tre punti, che permette di collegare una macchina operatrice che effettua una lavorazione in contemporanea con quella montata posteriormente. È molto simile all'attacco posteriore (vedi Figura 33), ma presenta due principali differenze: essendo in genere un componente opzionale, viene collegato al telaio del trattore mediante due piastre metalliche; la presenza sull'attacco di due attuatori oleodinamici per la movimentazione dell'operatrice (nell'attacco posteriore tale sistema oleodinamico è interno al trattore). A differenza delle macchine operatrici posteriori, che lavorano il terreno a valle del passaggio delle ruote del trattore, in questo caso la lavorazione è effettuata prima: pertanto è conveniente utilizzare questo attacco per operazioni che non producano irregolarità sul terreno, come ad esempio la trinciatura e l'erpicatura.

Figura 33

Attacco a tre punti anteriore



1 - bracci inferiori

2 - terzo punto

3 - cilindri sollevatori

4 - macchina operatrice

(Università degli Studi di Roma La Sapienza - DIMA in collaborazione con Università degli Studi dell'Aquila - DIIE)

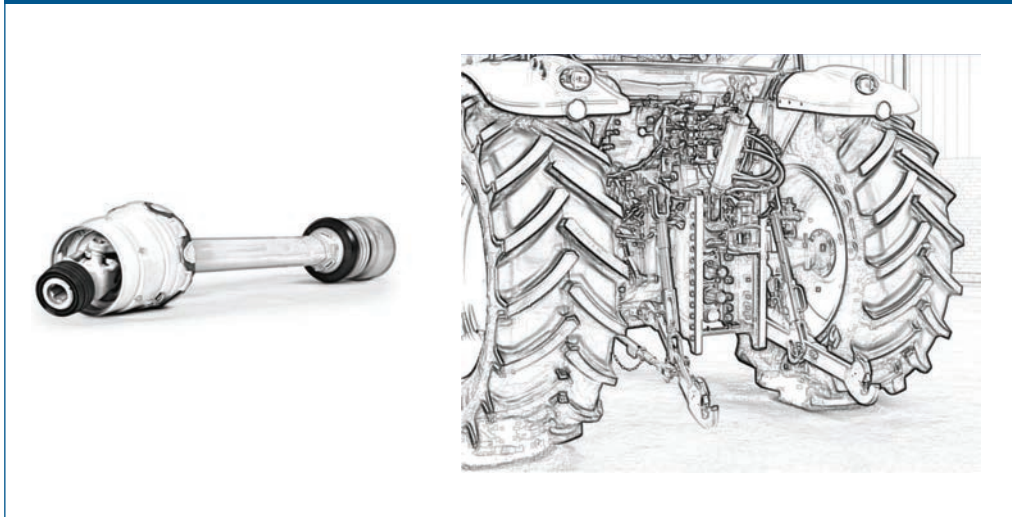
Le dimensioni degli attacchi a tre punti posteriori ed anteriori sono normate (rispettivamente nella ISO 730 e nella ISO 8759-4) e gli attacchi sono classificati in base alla potenza del trattore agricolo.

5.3.3 Presa di forza

Come sarà esposto con maggiore dettaglio nel capitolo 6, alcune macchine operatrici necessitano per il funzionamento di una fonte di energia. Il sistema adottato consiste nell'utilizzare un collegamento tra la presa di forza del trattore (immagine a destra di Figura 34) e l'albero scanalato della macchina operatrice composto da due alberi telescopici, collegati attraverso un doppio giunto cardanico (immagine a sinistra di Figura 34). L'albero cardanico così composto permette di trasmettere potenza lungo diverse direzioni, permettendo le diverse movimentazioni della macchina operatrice rispetto al trattore. Questa trasmissione però non è in generale omocinetica, cioè il rapporto tra le velocità angolari in ingresso e in uscita è soggetto a variazioni in base all'angolo di trasmissione relativo tra i due giunti.

Figura 34

Albero cardanico e presa di forza su un trattore



(Università degli Studi di Roma La Sapienza - DIMA in collaborazione con Università degli Studi dell'Aquila - DIIE)

La norma ISO 500-1 [32] stabilisce quattro tipologie di presa di forza con le dimensioni e le caratteristiche degli elementi di connessione.

6 MACCHINE OPERATRICI PER USO AGRICOLO

Le attività svolte in agricoltura sono svariate e di diversa natura e richiedono l'utilizzo di macchine specializzate nell'effettuare le particolari operazioni. Queste macchine generalmente sono macchine operatrici collegate ad un trattore agricolo. A seconda dell'operazione svolta dalla macchina operatrice il conducente del trattore è esposto ad accelerazioni medie ponderate molto diverse. Nella Tabella 10 sono riportate le accelerazioni medie rilevate sui sedili del conducente di 77 trattori ed il relativo tempo di esposizione T_e massimo per diverse macchine operatrici collegate (fonte dati: ENAMA) [4]. Si può notare che numerose lavorazioni hanno dei valori di accelerazione media che impongono forti limiti sul tempo di esposizione.

Tabella 10 Valori di vibrazione sul sedile per diverse lavorazioni [4]

Operazione	Accelerazione media [m/s^2]	Tempo di esposizione [hh:mm]
Pressatura foraggio	0.50	08:00
Trebbiatura	0.45	09:53
Manutenzione di siepi e fossati	0.42	11:20
Estirpazione e raccolta di barbabietole	0.70	04:05
Spandiconcime	1.30	01:11
Lavorazione leggera terreno (erpice a disco)	1.20	01:23
Sfalcio	1.00	02:00
Aratura	1.01	01:58
Erpicatura con erpice rotativo	1.70	00:42
Operazioni di carico e scarico	1.20	01:23
Voltafieno e andanatura	1.00	02:00
Rullaggio	0.60	05:33
Trasporto con rimorchio	0.93	02:19
Spandi letame	0.60	05:33
Trattamento colture	1.15	01:31
Lavoro con retroescavatore	0.74	03:39
Esbosco	1.14	01:32

Per particolari operazioni, esistono anche macchine semoventi dedicate che non saranno prese in considerazione nel presente capitolo, in quanto sono a tutti gli effetti delle macchine motrici i cui valori caratteristici di esposizione sono stati riportati nella Tabella 9 del capitolo 5.

Nel presente capitolo le macchine operatrici vengono catalogate in base al tipo di lavorazione da esse realizzate (Paragrafo 6.1.) e ne deriva una varietà di macchine molto diverse tra loro. Tuttavia, ai fini dell'analisi dell'impatto vibrazionale sull'operatore, è possibile individuare alcune caratteristiche che accomunano macchine anche molto diverse tra di loro, caratteristiche che sono significative per la modellazione e lo studio vibrazionale (Paragrafo 6.2).

6.1 CATALOGAZIONE IN BASE AL TIPO DI LAVORAZIONE

Le macchine agricole operatrici possono essere classificate in base al tipo di operazione per le quali sono progettate:

- macchine per la lavorazione del terreno;
- macchine per la semina, per il trapianto e per la concimazione;
- macchine per la raccolta;
- macchine per il trattamento e la protezione delle colture;
- macchine per l'irrigazione.

Nelle sezioni che seguono, vengono mostrate le principali tipologie di macchine per ciascun settore: si sottolinea che per ogni tipologia di operatrice è mostrato un unico modello. In realtà, i produttori propongono una gamma di realizzazioni costruttive tra loro anche molto differenti per principio di funzionamento, modalità di attacco, ecc.

6.1.1 Macchine per la lavorazione del terreno

Le macchine per la lavorazione del terreno hanno lo scopo di creare un ambiente favorevole alla nascita delle colture.

Le lavorazioni principali, ovvero quelle di carattere 'ordinario' che sono previste all'inizio di ogni ciclo colturale, consistono in una prima fase di frantumazione e disgregazione del terreno e da una seconda fase di miglioramento dello stato del terreno attraverso operazioni di eliminazione di erbacce, di sminuzzamento del terreno, di sagomatura e spianamento del terreno.

Saltuariamente, per particolari tipologie di colture o nel caso in cui il terreno non sia stato mai coltivato, possono essere previste delle lavorazioni 'speciali' quali ad esempio lo spietramento, il disboscamento, l'affossatura o lo scasso.

Nel complesso, le lavorazioni del terreno possono essere eseguite con strumenti quali:

- rovesciatori: tagliano il suolo in parallelepipedi o fette regolari, lo rovesciano portando in superficie il terreno profondo (Tabella 11);
- discissori: conferiscono zollosità e sofficità al terreno, attraverso dei tagli la cui profondità è tale da non interferire nella stratigrafia (Tabella 12);

- rimescolatori: disgregano il terreno in zollette e terra fine, provocando un completo rimescolamento dello strato lavorato (Tabella 13);
- altri: attinenti alle lavorazioni speciali (Tabella 14).

Tabella 11

Rovesciatori - Aratro

Operazione svolta: Rimescolamento dello strato superficiale del terreno al fine di renderlo pronto alla coltivazione.

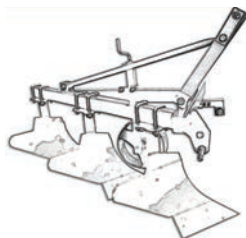
Organi di lavoro:

- coltre: provvede al taglio verticale
- vomere: provvede al taglio orizzontale
- versoio: permette il rovesciamento della zolla tagliata

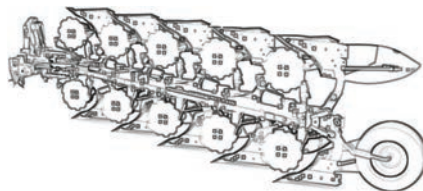
Tipologie

Aratro a versoio semplice

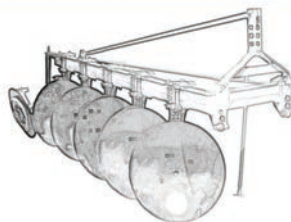
Costituito da una singola fila di vomeri equiversi, in grado di ribaltare la zolla in un'unica direzione.

**Aratro a doppio versoio**

Costituiti da due file di vomeri, non equiversi, a seconda della direzione di ribaltamento desiderata (destrorsa o sinistrorsa) può lavorare l'una o l'altra fila.

**Aratro a dischi**

Ogni disco svolge contemporaneamente le funzioni del coltro, del versoio e del vomere, e provvede quindi sia al taglio che al ribaltamento delle zolle. I dischi possono essere orientati in qualsiasi direzione, sono folli e ruotano in virtù del contatto con il terreno.

**Aratro a versoio ambiversatile**

Grazie alla particolare geometria, il versoio può essere orientato al fine di permettere il rovesciamento del terreno nella direzione desiderata (ribaltamento destrorso o sinistrorso).

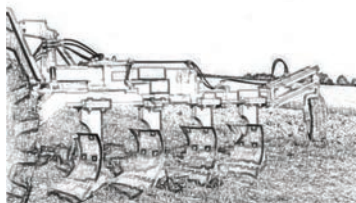


Tabella 12

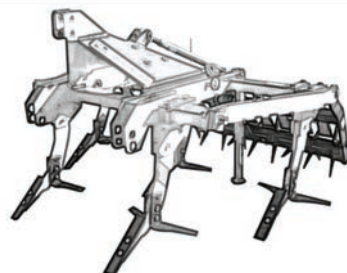
Discissori

Ripuntatore o ripper

Operazione svolta: crea un taglio verticale in profondità nel terreno, senza rimescolarlo, al solo scopo di muovere il terreno nello strato fertile.

Organi di lavoro:

- telaio
- ancore: coltelli appuntiti inclinati in avanti che possono essere diversificati in termini di forma.

**Vangatrice**

Operazione svolta: le vanghe sono introdotte alternativamente nel terreno, andando a tagliare delle zolle che vengono gettate all'indietro, ulteriormente frantumate da dei rastrelli posti a valle delle vanghe.

Organi di lavoro:

- vanghe: fungono da coltelli
- rastrelli: a volte sono montati a valle delle vanghe per ottimizzare la frantumazione delle zolle.

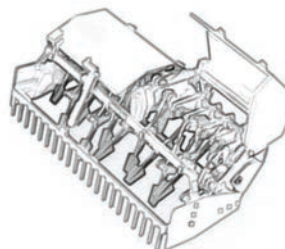


Tabella 13

Rimescolatori

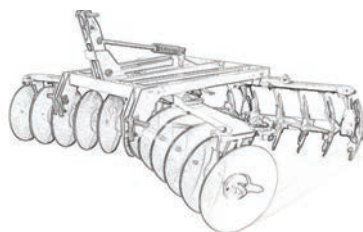
Erpice

Operazione svolta: utilizzato per un primo affinamento del terreno, attuando un primo rimescolamento superficiale che non sotterra completamente il materiale residuo.

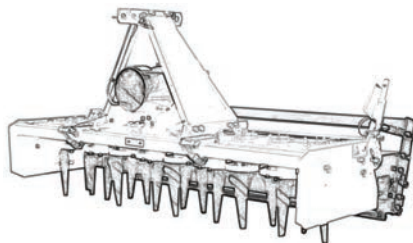
Organi di lavoro: variabili a seconda della tipologia.

Tipologie**Erpice a dischi**

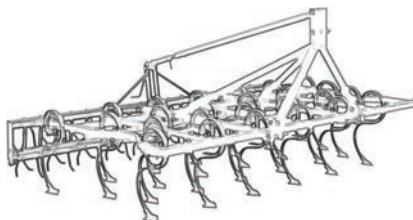
Gli organi di lavoro sono delle ruote dentate o dischi disposti su più file.

**Erpice rotante**

Ha dei rotori sui quali sono collocati dei denti chiamati coltelli, che compiono un movimento rotatorio attorno ad un asse verticale.

**Erpice a denti rigidi (o elastici)**

Costituito da punte di ferro (o di materiale elastico), generalmente curve, ancorate al telaio.

**Fresatrice**

Operazione svolta: sminuzza il terreno a seguito di una operazione di aratura.

Organi di lavoro: lame o zappette, dette coltelli.

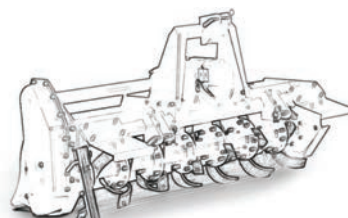
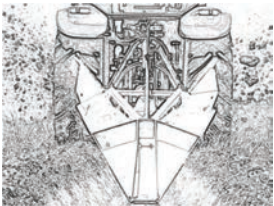
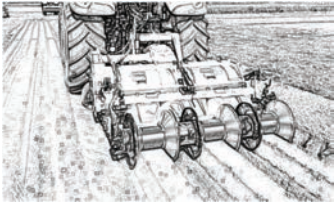
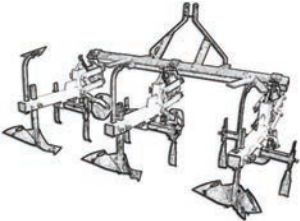
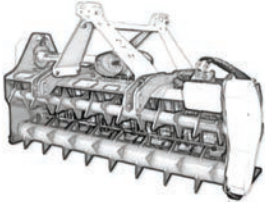
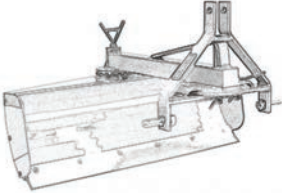


Tabella 14	Strumenti per lavorazioni speciali
Scavafosse Realizza delle fosse, come ad esempio dei canali per il drenaggio del terreno.	
Baulatrice Crea un letto di semina dal profilo trapezoidale e non eccessivamente compatto, sminuzzando finemente la terra e convogliandola nella parte centrale del telaio.	
Rincalzatore Riporta la terra dall'interfila alla base delle piante. Oltre a rincalzare la pianta con terreno soffice, lascia un solco trapezoidale nel terreno utile per i successivi passaggi della macchina raccogliatrice.	
Trinciatrice Abbatte e tritura erba incolta o residui di coltivazione emergenti dal suolo o ivi depositi, che abbiano dimensioni sufficientemente contenute, in modo tale da favorirne la decomposizione.	
Trivella Scava dei fori nel terreno, generalmente per la costruzione di recinzioni, intelaiature di serre o per piantare alberi.	
Livellatrice Livella il terreno.	

6.1.2 Macchine per semina, trapianto e concimazione

A seguito delle operazioni di preparazione del terreno alla coltura, si procede alla semina o al trapianto e alla successiva concimazione, con macchine quali:

- **Seminatrici:** distribuiscono il seme sul terreno, se necessario in modo omogeneo, ad una profondità definita e ad una distanza che renda agevoli la successiva coltura e raccolta (Tabella 15).
- **Trapiantatrici:** immettono nel terreno piante già dotate di radici, precedentemente coltivate in semenzaio o in vassoi alveolati. Richiedono generalmente l'ausilio dell'uomo nel trasferimento delle piantine agli organi trapiantatori (Tabella 16).
- **Concimatrici:** somministrano fertilizzanti solidi o liquidi, naturali o chimici, al fine di favorire la crescita e lo sviluppo delle piante (Tabella 17).

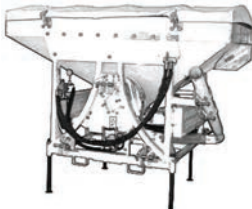
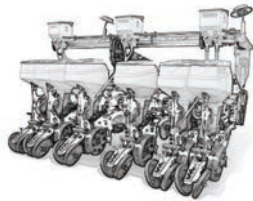
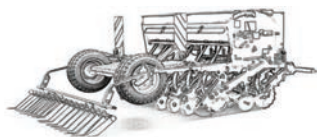
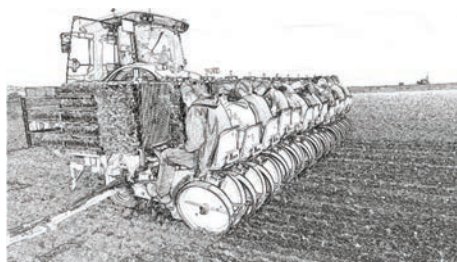
Tabella 15	Seminatrici
Seminatrice a spaglio Distribuisce i semi in modo non omogeneo e pertanto necessita di una successiva lavorazione di interrimento del seme. Generalmente è montata anteriormente al trattore, consentendo l'interramento mediante il passaggio dell'erpice o di un rullo montato posteriormente.	
Seminatrice a righe Crea dei solchi paralleli mediante assolcatori e inserisce il seme nel terreno mediante degli adduttori, provvisti di un sistema copriseme.	
Seminatrice di precisione Dispone i semi singolarmente sul terreno ad una distanza ottimale per la crescita e la successiva raccolta.	
Seminatrice su sodo Opera su terreni non lavorati in precedenza.	

Tabella 16

Trapiantatrici

Trapiantatrici meccaniche

Macchina che richiede più operatori a bordo, che provvedono all'estrazione delle piantine dalla seminiera ed al loro inserimento in appositi contenitori, dai quali un sistema di trasporto le preleva fino a condurle nel terreno.

**Trapiantatrice semi-automatica**

Richiede la presenza di un solo operatore, che provveda ad inserire i pannelli con le piantine all'interno delle guide di caricamento. La macchina provvede ad estrarre automaticamente le singole piantine dal pannello e a collocarle nel terreno.

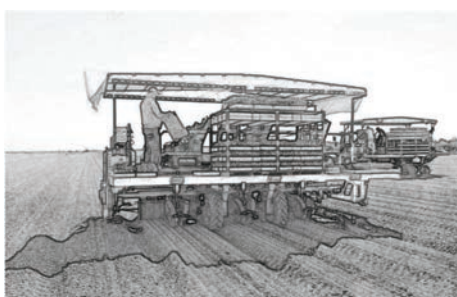


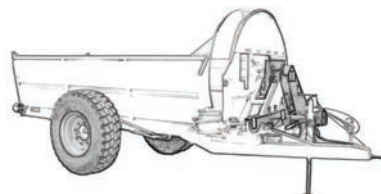
Tabella 17

Concimatrici

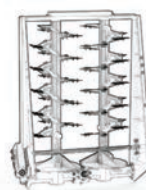
Macchine per la distribuzione dei concimi solidi (letame)

Spandiletame turbina

Rimorchio munito di una turbina che spande lateralmente il letame.

**Spandiletame a coclee**

Rimorchio privo della sponda posteriore, sostituita da un sistema di coclee che ruotando rilasciano il letame sul terreno da concimare.



Macchine per la distribuzione di concimi liquidi

Spandiliquame

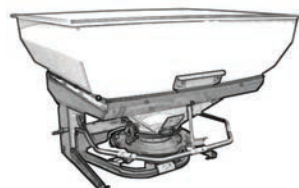
Rimorchio dotato di un serbatoio munito di una pompa per il carico del liquame e di tubo nella parte posteriore per la distribuzione sul terreno.



Macchine per la distribuzione di concimi chimici inorganici

Spandiconcime centrifugo

Composto da una tramoggia contenente il concime, che alimenta una piattaforma sottostante in rotazione che distribuisce il concime per forza centrifuga.

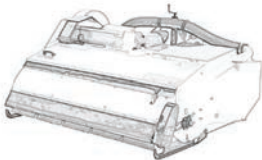
**Spandiconcime pneumatico**

Dotato di un serbatoio contenente il concime che viene convogliato, attraverso una corrente di aria forzata, in un sistema di distribuzione caratterizzato da una serie di ugelli che garantiscono una più omogenea distribuzione sul terreno.



6.1.3 Macchine per la raccolta

Per la raccolta dei prodotti delle colture esistono numerose tipologie di macchine, ciascuna specializzata nella raccolta di uno specifico prodotto. In Tabella 18 si riportano a titolo esemplificativo alcune macchine.

Tabella 18	Macchine per la raccolta
Raccogliatrice meccanica di frutta secca a terra Dotata di una spazzola rotante che trasporta il prodotto verso organi atti alla selezione del frutto.	
Raccogliatrice di prodotti a terra Dotata di organi per l'estrazione di tuberi dal terreno o per il taglio delle piante di verdura e di organi per il trasporto ad una successiva fase di pulizia.	
Raccogliatrice di prodotti da albero Dotata di scuotitore per agevolare la caduta dei frutti e di un telo per la raccolta.	

Per la raccolta del foraggio, in particolare, devono essere eseguite delle operazioni preparatorie: l'erba, prima di essere raccolta e conservata, deve essere tagliata ed essiccata. Il taglio può essere effettuato attraverso una barra-falciante, che può essere portata dal trattore anteriormente; posteriormente o lateralmente; o utilizzando una falciatrice, una macchina semovente (Tabella 19).

Una volta tagliata, l'erba viene raccolta su file e attraverso dei ranghinatori (Tabella 20), viene rivoltata per consentirne una omogenea essiccazione. Successivamente il foraggio viene raccolto tramite le imballatrici o presse raccogliatrici (Tabella 21), che realizzano delle balle di foraggio secco compresso, pronte per essere caricate e portate in fienile per la loro conservazione.

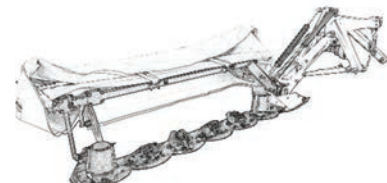
Tabella 19	Macchine per il taglio del foraggio
Barra-Falciente Atta al taglio dell'erba con moto di taglio traslatorio; può essere portata posteriormente, anteriormente o se munita di appositi kit anche lateralmente.	
Falciatrice rotativa Atta al taglio dell'erba mediante organi rotativi come tamburi o dischi.	

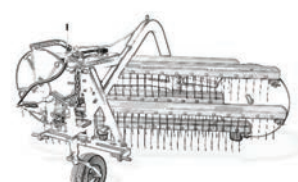
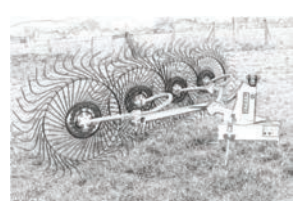
Tabella 20	Macchine per la fienagione
Ranghinatore Operazione svolta: opera sul foraggio già falciato allo scopo di rivoltarlo, per favorire l'essiccamento, e di formare degli andai per facilitare l'imballatura. Organi di lavoro: variabili a seconda della tipologia.	
Tipologie	
Ranghinatore a pettine Formato generalmente da 3 - 4 pettini, ognuno dei quali è costituito da un tubolare disposto orizzontalmente su cui sono collegati dei denti elastici di acciaio verticali e paralleli fra di loro.	
Ranghinatore a ruote folli Privo di organi di trasmissione del moto, formato da una serie di ruote sulle quali sono disposti dei denti elastici curvi.	
Ranghinatore a trottola o a girello Costituito da un rotore di grande diametro, sul quale sono disposti radialmente dei bracci dotati di forche elastiche.	

Tabella 21	Macchine per la raccolta del fieno
Rotopressa raccoglitrice Raccoglie in balle cilindriche il fieno o residui come la paglia.	
Pressa raccoglitrice Raccoglie in balle di forma parallelepipedica il fieno o residui come la paglia.	

6.1.4 Macchine per il trattamento e la protezione delle colture

Al fine di proteggere le colture dalle azioni degli insetti, dei parassiti e delle erbe infestanti, si utilizzano diversi tipi di macchine operatrici per la diffusione di prodotti chimici (Tabella 22), per la rimozione di insetti o erbe infestanti e per l'applicazione di coperture sulle colture o sul terreno (Tabella 23). Inoltre, al fine di controllare la corretta crescita e migliorare la produttività di colture arboree, si interviene periodicamente con operazioni di potatura che possono interessare i rami o le sole estremità apicali (Tabella 24).

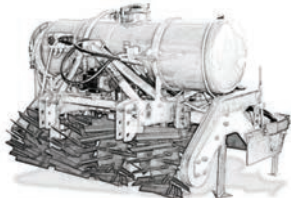
Tabella 22	Macchine per il trattamento delle colture
Irroratrice a barra Utilizzata per la distribuzione di prodotti liquidi sulle colture erbacee di pieno campo mediante nebulizzazione.	
Atomizzatore Utilizzata per la distribuzione di prodotti liquidi sulle coltivazioni arboree.	
Fumigatrice Impiegata per la distribuzione uniforme di prodotti fumiganti all'interno del terreno.	

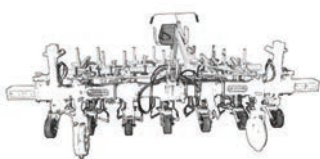
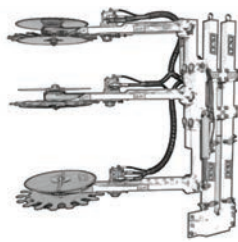
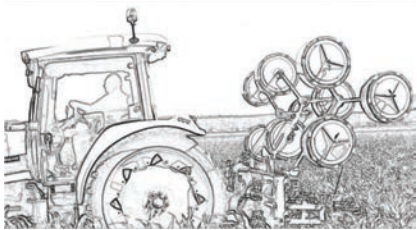
Tabella 23	Macchine per la protezione delle colture
Sarchiatrice Utilizzata per eliminare le erbe infestanti che nascono attorno alle colture.	
Copri tunnel Utilizzati per la protezione delle piantine dalle basse temperature e la forzatura e la semi-forzatura delle colture per anticipare la raccolta.	
Pacciamatori Utilizzati per la copertura del suolo coltivato con film plastici o con tessuti in fibra.	

Tabella 24	Macchine per la potatura delle colture
Potatrice Utilizzata per il taglio di rami di colture arboree al fine di migliorarne lo sviluppo e la produttività.	
Cimatrice Utilizzata per il taglio apicale delle colture arboree.	

6.1.5 Macchine per l'irrigazione

Macchine per l'irrigazione diretta delle colture o per la predisposizione degli impianti di irrigazione (Tabella 25).

Tabella 25	Macchine per l'irrigazione
Irrigatore a carro botte Analogo allo spandilquame, può essere utilizzato sia per concimare sia per irrigare.	
Stendimanichetta Utilizzata per stendere ed interrare le manichette di irrigazione.	

6.2 CATALOGAZIONE AI FINI DELL'ANALISI VIBRAZIONALE

Nel paragrafo precedente, la classificazione delle macchine operatrici in base all'operazione da esse svolta evidenzia numerose e diverse tipologie. Queste sembrerebbero richiedere una analisi vibrazionale apposita per ciascuna di esse. Tuttavia, al fine di valutare l'impatto vibrazionale sull'operatore alla guida del trattore o a bordo delle operatrici stesse, è sufficiente individuare e descrivere accuratamente le sorgenti di eccitazione e le possibili vie di trasmissione delle vibrazioni.

Risulta quindi utile catalogare le stesse macchine in base a criteri differenti, più funzionali per una analisi vibrazionale. A tale fine, le macchine possono essere catalogate in base a:

- tipo di attacco al trattore;
- distribuzione del peso;
- presenza della presa di forza e quindi di organi in movimento sulla macchina operatrice;
- interazione con il terreno o con le colture.

Le macchine operatrici, come già anticipato nel paragrafo precedente, vengono collegate al trattore mediante opportuni sistemi di aggancio che costituiscono una via di trasmissione delle vibrazioni al sedile dell'operatore. Si distinguono:

- gancio da traino;
- attacco a tre punti anteriore e posteriore.

A seconda della distribuzione del peso è possibile classificare le macchine operatrici in:

- portate, connesse al trattore mediante l'attacco a tre punti, scaricano il peso interamente sul trattore;
- semi-portate, connesse al trattore mediante l'attacco a tre punti e a contatto con il suolo tramite ruote, scaricano il peso parzialmente sul trattore e parzialmente sul terreno;
- trainate, connesse al trattore mediante il gancio di traino, scaricano il loro peso totalmente sul terreno.

Questa distinzione indica se è necessario considerare l'eccitazione provocata dal contatto delle ruote dell'operatrice con il terreno. Anche nel caso di rimorchio trainato in cui l'unica fonte di vibrazione generata dalla conformazione del terreno, data l'elevata massa dei rimorchi, le forze inerziali che vengono scambiate all'interfaccia di collegamento possono indurre oscillazioni del trattore, e di conseguenza del sedile di guida, oltre i limiti consentiti (vedi dati in Tabella 10).

Una ulteriore sorgente di vibrazioni può essere data dalle forze di reazione causate dall'interazione della macchina con il terreno, le colture o l'ambiente nello svolgimento dell'operazione. Il manto irregolare, ad esempio, gioca un ruolo fondamentale per tutte le lavorazioni del terreno, in quanto le forze resistenti a cui sono soggetti gli utensili da lavoro non sono costanti. Queste vibrazioni si trasmettono al telaio dell'operatrice e attraverso il sistema di aggancio al trattore.

L'eventuale presenza di una presa di forza per la trasmissione di potenza dal trattore alla macchina operatrice ha un duplice effetto: essa rappresenta un'ulteriore via di trasmissione delle vibrazioni e, inoltre, gli organi in movimento sulla macchina operatrice producono delle forze di reazione che costituiscono una sorgente di vibrazioni. A esempio le forze resistenti non costanti dovute al contatto dell'utensile con il terreno irregolare comportano delle sollecitazioni flesso-torsionali dell'albero di collegamento che si possono combinare agli effetti della non omocineticità del giunto.

La Tabella 26 mostra una catalogazione delle principali macchine operatrici agricole illustrate nel paragrafo precedente, in base alla tipologia di attacco al trattore agricolo, alla distribuzione del peso, alla presenza della presa di forza e all'interazione con il terreno e/o coltura e l'ambiente.

Tabella 26 Catalogazione delle principali macchine operatrici ai fini dell'analisi vibrazionale

Macchine operatrici	A3P_A	A3P_P	GT	P	SP	T	PF	INT
Aratri		X		X	X			X
Aratri trainati			X			X		X
Ripuntatori		X		X				X
Vangatrici		X		X	X		X	X
Erpici a dischi	X	X		X	X			X
Erpici rotanti		X		X			X	X
Erpici trainati			X			X		X
Fresatrici		X		X			X	X
Scavafosse		X		X			X	X
Baulatrici		X		X			X	X
Rincalzatrici		X		X				X
Trinciatrici	X	X		X			X	X
Trivelle	X	X		X			X	X
Livellatrici		X		X	X			X
Seminatrici		X	X	X	X	X	X	X
Trapiantatrici		X	X		X	X	X	X
Spandiconcime		X	X	X		X	X	
Spandiletame			X			X	X	
Spandiliquame o irrigatore			X			X	X	
Raccogliatrici		X		X	X		X	X
Falciatrici	X	X		X			X	X
Ranghinatore a ruote folli		X			X			X
Ranghinatore	X	X			X		X	X
Presse raccogliatrici			X			X	X	
Atomizzatori			X			X	X	
Sarchiatrici	X	X		X	X			X
Pacciamatrici		X			X		X	
Cimatrici	X			X			X	
Potatrici	X			X			X	
Rimorchio			X			X		

Legenda	
A3P_A	Attacco a 3 punti anteriore
A3P_P	Attacco a 3 punti posteriore
GT	Gancio da Traino
P	Macchina operatrice portata
SP	Macchina operatrice semi portata
T	Macchina operatrice trainata
PF	Collegamento alla presa di forza
INT	Interazione con il terreno, la coltura o l'ambiente

6.2.1 Tipologie di macchine ai fini della modellazione

È evidente che macchine dedicate a lavorazioni molto diverse tra di loro mostrano le stesse caratteristiche ai fini dell'analisi delle vibrazioni a cui è sottoposto un operatore. Pertanto, l'approccio per la modellazione e lo studio di tali macchine può essere unificato sulla base della classificazione appena proposta. Le categorie che si possono individuare sono riassunte in Tabella 27 e ognuna di esse rappresenta una tipologia di macchina da modellare, riducendo notevolmente il numero di modelli necessari rispetto alla totalità delle macchine esistenti elencate solo parzialmente in Tabella 26 e nel paragrafo 6.1.

Tabella 27

Tipologie di macchine ai fini della modellazione

A3P_P	P			Macchina portata posteriore
A3P_A	P			Macchina portata anteriore
A3P_P	P		INT	Macchina portata posteriore con interazione con il terreno
A3P_A	P		INT	Macchina portata anteriore con interazione con il terreno
A3P_P	P	PF		Macchina portata posteriore con presa di forza
A3P_A	P	PF		Macchina portata anteriore con presa di forza
A3P_P	P	PF	INT	Macchina portata posteriore con presa di forza e interazione con il terreno
A3P_A	P	PF	INT	Macchina portata anteriore con presa di forza e interazione con il terreno
A3P_P	SP			Macchina semi-portata posteriore
A3P_A	SP			Macchina semi-portata anteriore
A3P_P	SP		INT	Macchina semi-portata posteriore con interazione con il terreno
A3P_A	SP		INT	Macchina semi-portata anteriore con interazione con il terreno
A3P_P	SP	PF		Macchina semi-portata posteriore con presa di forza
A3P_A	SP	PF		Macchina semi-portata anteriore con presa di forza
A3P_P	SP	PF	INT	Macchina semi-portata posteriore con presa di forza e interazione con il terreno
A3P_A	SP	PF	INT	Macchina semi-portata anteriore con presa di forza e interazione con il terreno
GT	T			Macchina trainata
GT	T		INT	Macchina trainata con interazione con il terreno
GT	T	PF		Macchina trainata con presa di forza
GT	T	PF	INT	Macchina trainata con presa di forza e interazione con il terreno

Legenda

A3P_A	Attacco a 3 punti anteriore
A3P_P	Attacco a 3 punti posteriore
GT	Gancio da Traino
P	Macchina operatrice portata
SP	Macchina operatrice semi portata
T	Macchina operatrice trainata
PF	Collegamento alla presa di forza
INT	Interazione con il terreno, la coltura o l'ambiente

6.2.2 Tipologie di macchine in base alle principali sorgenti di vibrazione

Per l'analisi dell'impatto vibrazionale è necessario individuare, oltre alle vie di trasmissione rappresentate tipicamente dai collegamenti tra le varie parti, anche le possibili sorgenti di vibrazioni. In questo contesto anche il trattore assume un ruolo rilevante. In una macchina agricola le principali sorgenti sono:

- le vibrazioni generate dal contatto delle ruote del trattore con il terreno (RTT);
- le vibrazioni generate dal movimento di parti del trattore (MPT);
- le vibrazioni generate dal contatto delle ruote della macchina operatrice con il terreno (ROT);
- le vibrazioni generate dal movimento di parti delle macchine operatrici (MPO);
- le vibrazioni generate dall'interazione delle macchine operatrici con il terreno e/o le colture per la lavorazione (IOT).

In Tabella 28 sono evidenziate le particolari sorgenti che interessano le tipologie di macchine classificate in Tabella 27: ad esempio la fresatrice in Tabella 13, che secondo la classificazione in Tabella 26 è una macchina portata, dotata di presa di forza e che interagisce con il terreno, è interessata dalle vibrazioni generate dal movimento della macchina e dalla sua interazione con il terreno. Si noti che in questo caso non è necessario definire il tipo di attacco al trattore ma per la valutazione dell'esposizione dell'operatore alle vibrazioni è necessario considerare anche le vibrazioni generate dal movimento delle parti del trattore e dal contatto delle ruote del trattore con il terreno.

Tabella 28 Sorgenti di vibrazione in base alle caratteristiche della macchina						
	TR	P	SP	T	PF	INT
Ruote trattore terreno	X					
Movimento parti trattore	X					
Ruote operatrici terreno			X	X		
Movimento parti operatrici					X	
Interazione operatrice terreno						X

Legenda	
TR	Trattore
P	Macchina operatrice portata
SP	Macchina operatrice semi portata
T	Macchina operatrice trainata
PF	Collegamento alla presa di forza
INT	Interazione con il terreno, la coltura o l'ambiente

Per valutare efficacemente l'effetto delle diverse sorgenti sull'operatore è opportuno utilizzare differenti grandezze definite nel capitolo 2.

In particolare:

- la trasmissibilità (accelerazione / accelerazione) per le vibrazioni generate dalle irregolarità del terreno e trasmesse dalle ruote del trattore o della macchina operatrice;
- le funzioni di risposta in frequenza (accelerazione / forza) per le forzanti generate dal movimento di parti del trattore o della macchina operatrice o dall'interazione con il terreno.

7 MODELLAZIONE VIBRAZIONALE E ACUSTICA DELLA MACCHINA AGRICOLA

Nei precedenti capitoli è stato evidenziato come una macchina agricola, intesa come una macchina operatrice collegata ad un trattore, può assumere le più diverse configurazioni e produrre effetti molto diversi dal punto di vista dell'esposizione alle vibrazioni sull'operatore.

In base al tipo di macchina operatrice, all'attacco e al tipo di trattore, le vibrazioni trasmesse al sedile dell'operatore variano sensibilmente: ciò comporta che per prevedere e valutare il rischio a cui l'operatore è soggetto nell'effettuare le diverse operazioni lavorative, sarebbe necessario analizzare tutte le svariate configurazioni e combinazioni del sistema operatrice-attacco-trattore, che richiederebbero un ingente numero di analisi.

Infatti, nelle fasi di progettazione del singolo trattore o della singola macchina operatrice, spesso prodotti da aziende diverse, non è pensabile modellare ogni diversa macchina agricola realizzabile al fine di prevedere gli effetti delle vibrazioni sull'operatore, perché ciò richiederebbe una complessa modellazione ad hoc per ogni combinazione possibile del sistema operatrice-attacco-trattore. Sarebbe invece più efficace partire da singoli modelli delle componenti della macchina agricola (trattore, attacco e macchina operatrice) e dall'accoppiamento di essi ottenere il comportamento dinamico della macchina agricola completa. Questo permetterebbe di analizzare diverse configurazioni della macchina agricola (ad esempio diverse macchine operatrici accoppiate al medesimo trattore) variando solo il modello di uno dei componenti. Questa possibilità viene offerta dalla sotto strutturazione dinamica, che verrà illustrata nel paragrafo 7.1 ed in particolare dalla tecnica di accoppiamento dinamico presentato nel paragrafo 7.3.

Per quanto riguarda i modelli di ciascuna componente, è sufficiente che essi siano in grado di rappresentare accuratamente il comportamento dinamico del singolo componente e della macchina nel suo complesso nella banda in frequenza e nelle posizioni di interesse per l'analisi vibrazionale. Ciò consente di adottare modelli anche molto semplificati senza perdita di accuratezza nell'analisi vibrazionale della macchina agricola. Nel paragrafo 7.2 si riportano degli esempi di modellazione dei principali componenti (trattore, attacco e macchina operatrice) di una macchina agricola.

Esistono anche macchine agricole semoventi che possono essere trattate a tutti gli effetti come una singola macchina motrice, analogamente a quanto si farà per i trattori, ovviamente adottando una modellazione che sia in grado di rappresentarne efficacemente il comportamento dinamico.

Un approccio analogo può essere utilizzato per la modellazione del comportamento acustico di una macchina utilizzando la Statistical Energy Analysis (SEA) illustrata nel paragrafo 7.5, che sulla base di un bilancio di potenze scambiate tra le diverse sotto-strutture che costituiscono la macchina o parte della macchina, consente di studiare le vie di trasmissione del rumore e di intervenire opportunamente.

7.1 SOTTO STRUTTURAZIONE DINAMICA

Nel campo della dinamica strutturale, le metodologie di sotto strutturazione dinamica hanno giocato un ruolo di fondamentale importanza, perché consentono di studiare il comportamento dinamico di una struttura complessa a partire dal comportamento dinamico delle sottostrutture che la compongono.

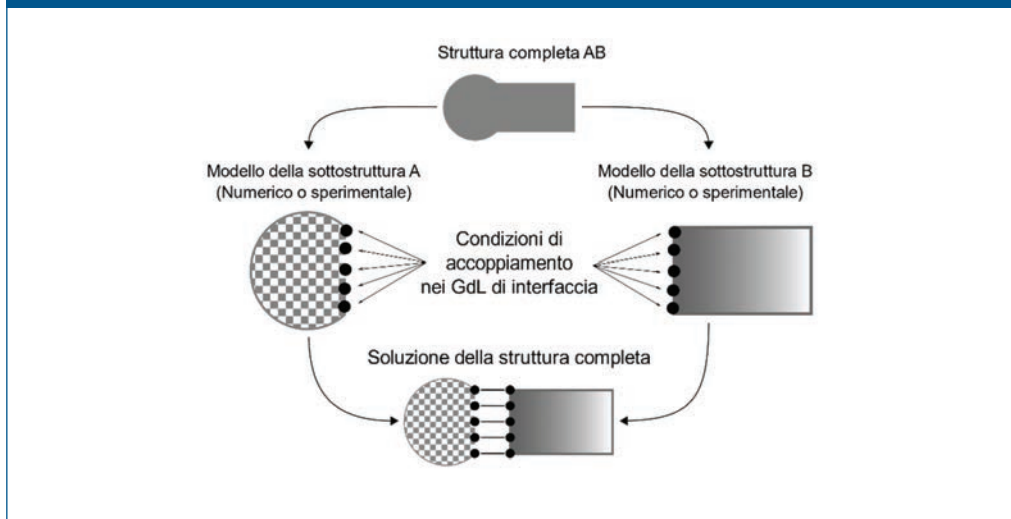
I principali vantaggi sono i seguenti [33]:

- La possibilità di studiare il comportamento dinamico di strutture che sarebbero troppo grandi o complesse da analizzare con un unico modello. In particolare, nella fase di sviluppo permette di analizzare gli effetti sul sistema completo di modifiche locali variando solo il modello della sottostruttura interessata.
- L'analisi dei singoli sottosistemi permette un riconoscimento più immediato dei comportamenti dinamici locali di interesse per la dinamica del sistema completo. La sotto strutturazione dinamica permette quindi di condurre in modo molto efficiente delle ottimizzazioni locali. Al contempo, è possibile trascurare nell'analisi i comportamenti dinamici che non hanno un effetto significativo sulla dinamica del sistema assemblato. Ciò consente una descrizione semplificata del comportamento dinamico del sottosistema e, conseguentemente, una riduzione dei tempi di analisi.
- La possibilità di assemblare sottostrutture il cui comportamento dinamico sia descritto mediante modelli discretizzati o analitici di derivazione teorica, e sottostrutture descritte mediante modelli derivati da misure sperimentali.
- La possibilità di combinare sottostrutture modellate da diversi gruppi di progetto anche in tempi e sedi differenti.

In Figura 35 è illustrato schematicamente l'approccio della sotto strutturazione: a partire dai modelli numerici, analitici o sperimentali delle sottostrutture componenti, si stabiliscono le condizioni di accoppiamento nei GdL di interfaccia tra le sottostrutture e si ottiene il comportamento dinamico della struttura accoppiata. Per realizzare l'accoppiamento è necessario imporre nei GdL comuni all'interfaccia tra le sottostrutture che lo spostamento sia coincidente (condizione di compatibilità) e che la somma delle forze scambiate sia nulla (condizione di equilibrio).

Figura 35

Sotto strutturazione



(Università degli Studi di Roma La Sapienza - DIMA in collaborazione con Università degli Studi dell'Aquila - DIIE)

Si propone quindi di effettuare l'analisi dinamica della macchina agricola mediante il metodo della sotto strutturazione per i seguenti vantaggi:

- permette di analizzare la dinamica del sistema completo (la macchina agricola) mediante la caratterizzazione dei singoli componenti (trattore, attacco e macchina operatrice);
- semplifica l'analisi del sistema completo quando viene modificato solo uno dei sottosistemi (come nel caso di diverse macchine operatrici connesse al trattore o della stessa macchina operatrice connessa a diversi trattori);
- consente di focalizzare l'attenzione solo sui punti di interesse del problema in esame (ad esempio nel caso di trasmissione delle vibrazioni dalla macchina operatrice al trattore, i punti di connessione tra trattore e macchina operatrice).

7.2 MODELLI DELLE SOTTOSTRUTTURE DELLA MACCHINA AGRICOLA

Per la modellazione della macchina agricola mediante la tecnica della sotto strutturazione dinamica è necessario individuare le sottostrutture componenti e scegliere i modelli più opportuni per descriverne il comportamento dinamico in funzione dell'analisi da svolgere.

L'individuazione delle sottostrutture del sistema trattore-attacco-operatrice è effettuata in base alle normative vigenti in ambito trattoristico, che definiscono univocamente le interfacce tra i componenti del sistema.

- La norma ISO 730 [34] definisce i sistemi di attacco a tre punti posteriori indicando le dimensioni principali per le varie categorie dimensionali;
- la norma ISO 8759-4 [35] definisce analogamente i sistemi di attacco a tre punti anteriori;
- la norma ISO 2332 [36] definisce l'interfaccia di collegamento della macchina operatrice all'attacco a tre punti;
- la norma ISO 6489 [30] definisce le connessioni meccaniche per le macchine trainate.

Le interfacce definite dalle norme citate suggeriscono la scomposizione della macchina agricola in tre sottostrutture: trattore, sistema di attacco e macchina operatrice. Per ciascuna di esse può essere utilizzata la tecnica di modellazione più adeguata: un modello a parametri concentrati, un modello agli elementi finiti, ridotto o meno, o in alternativa anche una rappresentazione basata su dati sperimentali (ad es. misure di FRF tra i GdL di interesse). L'accoppiamento tra i diversi modelli di tali sottostrutture permette di analizzare diverse configurazioni della macchina agricola.

Le scelte di modellazione effettuate nei paragrafi successivi sono da intendersi delle indicazioni di massima che possono essere modificate in base al problema da analizzare. Ai fini dell'analisi delle vibrazioni cui è sottoposto l'operatore del trattore, il trattore (paragrafo 7.2.1) e le macchine operatrici portate e semi-portate (paragrafo 7.2.2) possono essere rappresentate mediante dei modelli a parametri concentrati, in quanto costituiti da elementi massivi e rigidi, interconnessi tra loro da elementi elastici e smorzanti. Al contrario, per gli attacchi e per le macchine trainate (paragrafi 7.2.3 e 7.2.4) può essere più opportuna una modellazione agli elementi finiti (FEM), in quanto essi sono tipicamente composti da elementi deformabili con massa distribuita piuttosto omogeneamente. I modelli FEM, però, introducono un elevato numero di gradi di libertà necessari per la modellazione della sottostruttura, ma non tutti indispensabili per descriverne il comportamento dinamico. Ai fini dell'accoppiamento è possibile ridurre significativamente i gradi di libertà di interesse, considerando solamente i GdL nei punti di interfaccia delle sottostrutture connesse e i GdL rappresentativi della dinamica vibratoria del sottosistema. Nel paragrafo 7.2.5, sarà presentato un metodo per effettuare tale riduzione dinamica.

7.2.1 Modellazione dei trattori agricoli

L'operatore della macchina agricola nella postazione di guida, a seguito dei moti di beccheggio, rollio e pompaggio del trattore, è soggetto a vibrazioni in generale in tutte le direzioni spaziali di traslazione e rotazione. Tuttavia, alcune di esse possono essere trascurate rispetto alle vibrazioni di entità più significativa, quali quelle che agiscono ad esempio in direzione verticale sulla postazione di guida. A tale fine, la dinamica del trattore può essere semplificata utilizzando un modello bidimensionale nel piano longitudinale (modello monotraccia o a bicicletta), in grado di descrivere il moto di avanzamento del trattore e i movimenti di pompaggio e beccheggio. Qualora si ritenga necessario includere anche gli effetti del rollio sarebbe necessario adottare un modello tridimensionale.

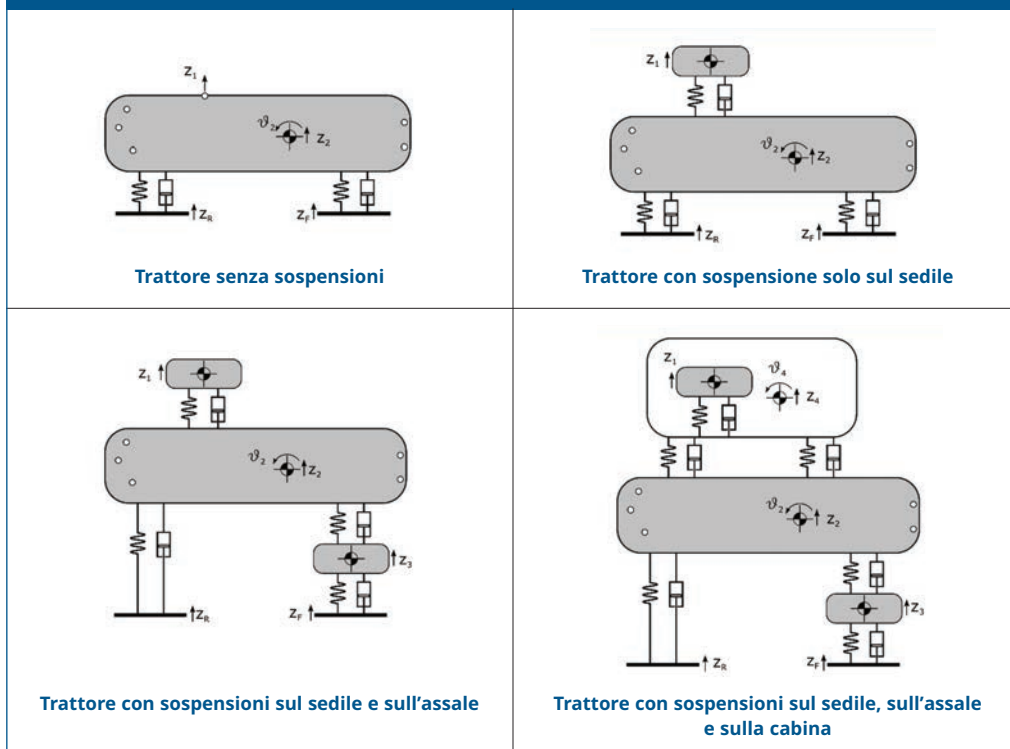
Nel presente capitolo, vengono proposti modelli di trattori gommati. I trattori a cingoli possono essere modellati analogamente a quanto sarà mostrato nel seguito, tenendo in considerazione l'architettura del cingolo che presenta una molteplicità di ruote e la natura del contatto con il terreno.

Come illustrato nel capitolo 5 esistono numerose tipologie di trattori e diversi sistemi di sospensione che possono essere presenti o meno. Si propongono qui di seguito per il trattore quattro modelli bidimensionali a parametri concentrati rappresentativi di buona parte del parco macchine attualmente esistente in Italia:

- trattore senza sospensioni;
- trattore con sospensione solo sul sedile;
- trattore con sospensioni sul sedile e sull'assale anteriore;
- trattore con sospensioni sul sedile, sull'assale anteriore e sulla cabina.

In Figura 36 sono mostrati i modelli con i punti di connessione alle macchine operatrici e i gradi di libertà di interesse. In Appendice A gli stessi modelli sono riportati assieme ai parametri necessari per descriverne il comportamento dinamico e per effettuare il successivo accoppiamento con le altre sottostrutture.

Figura 36 Modelli bidimensionali a parametri concentrati di trattori agricoli



(Università degli Studi di Roma La Sapienza - DIMA in collaborazione con Università degli Studi dell'Aquila - DIIE)

Tale elenco non vuole essere esaustivo e può essere ulteriormente ampliato al fine di includere eventuali configurazioni non rappresentate dai modelli proposti.

La tipologia di trattore meno complessa, ovvero il trattore senza alcuna sospensione, può essere rappresentativo dei trattori agricoli più semplici e datati ma ancora ampiamente presenti sul territorio nazionale, nei quali gli pneumatici sono gli unici organi che fungono da attenuatori delle vibrazioni trasmesse dal suolo al sedile. Gli altri tre modelli rappresentano dei trattori di taglia diversa, tecnologicamente più avanzati, dotati di sistemi di sospensione: in particolare, le macchine di grossa taglia e quelle di media taglia più recenti presentano sospensioni sia sull'assale, sia sulla cabina, sia sul sedile. Tutti questi modelli conducono ad esprimere l'equazione del moto del trattore nella forma:

$$[M_t]\{\ddot{u}_t\} + [C_t]\{\dot{u}_t\} + [K_t]\{u_t\} = \{f_t\}$$

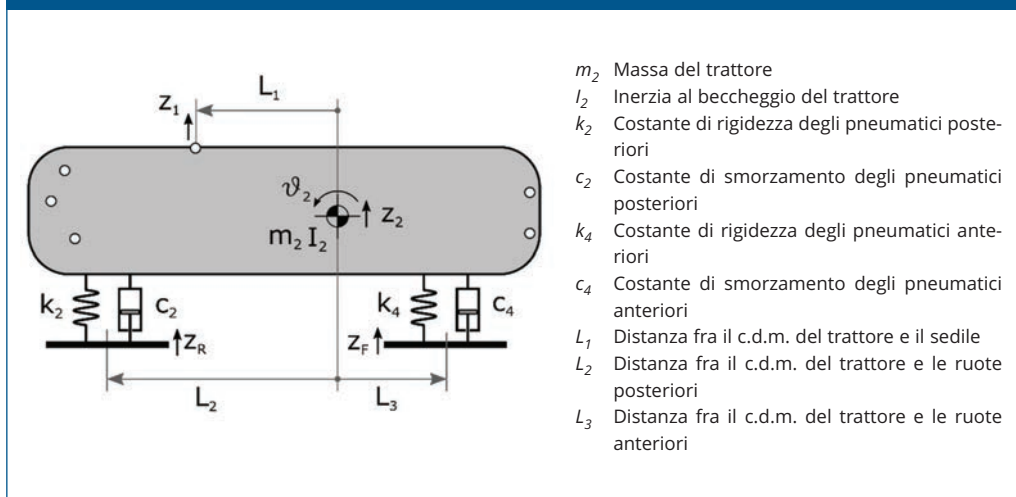
in cui $[M_t]$, $[C_t]$ e $[K_t]$ sono, rispettivamente, le matrici di massa, smorzamento e rigidità del trattore, $\{u_t\}$ rappresenta il vettore degli spostamenti dei gradi di libertà del trattore e $\{f_t\}$ il vettore delle forzanti esterne.

Esempio: Modellazione di un trattore a 2 GdL

A titolo di esempio, di seguito si illustra nel dettaglio come esprimere le equazioni del moto, e da queste determinare le matrici caratteristiche del sistema, per il modello del trattore senza sospensioni. In modo del tutto analogo possono essere analizzati anche gli altri modelli di trattore.

Figura 37

Modello di trattore senza sospensioni (2 GdL)



(Università degli Studi di Roma La Sapienza - DIMA in collaborazione con Università degli Studi dell'Aquila - DIIE)

Per il sistema rappresentato in Figura 37, si possono scrivere le equazioni di moto espresse in funzione dei gradi di libertà indipendenti z_2 e θ_2 :

$$\begin{cases} m_2 \ddot{z}_2 + c_2[(\dot{z}_2 - L_2 \dot{\theta}_2) - \dot{z}_F] + k_2[(z_2 - L_2 \theta_2) - z_F] + c_4[(\dot{z}_2 + L_3 \dot{\theta}_2) - \dot{z}_R] + k_4[(z_2 + L_3 \theta_2) - z_R] = F_2 \\ L_2 \ddot{\theta}_2 - L_2 \{c_2[(\dot{z}_2 - L_2 \dot{\theta}_2) - \dot{z}_F] + k_2[(z_2 - L_2 \theta_2) - z_F]\} + L_3 \{c_4[(\dot{z}_2 + L_3 \dot{\theta}_2) - \dot{z}_R] + k_4[(z_2 + L_3 \theta_2) - z_R]\} = M_2 \end{cases}$$

Poiché le irregolarità del suolo, z_R e z_F , generano delle forze, i termini associati possono essere spostati al secondo membro delle equazioni e si possono ricavare le matrici di massa $[M_t]$, la matrice di rigidità $[K_t]$ e la matrice di smorzamento $[C_t]$, di seguito riportate:

$$[M_t] = \begin{bmatrix} m_2 & 0 \\ 0 & I_2 \end{bmatrix}; \quad [K_t] = \begin{bmatrix} k_2 + k_4 & -k_2 L_2 + k_4 L_3 \\ -k_2 L_2 + k_4 L_3 & k_2 L_2^2 + k_4 L_3^2 \end{bmatrix} \quad [C_t] = \begin{bmatrix} c_2 + c_4 & -c_2 L_2 + c_4 L_3 \\ -c_2 L_2 + c_4 L_3 & c_2 L_2^2 + c_4 L_3^2 \end{bmatrix}$$

L'equazione del moto può essere riscritta in modo compatto mediante le matrici appena descritte.

$$[M_t]\{\ddot{u}_t\} + [C_t]\{\dot{u}_t\} + [K_t]\{u_t\} = \{f_t\}$$

nella quale il vettore degli spostamenti dei gradi di libertà del trattore $\{u_t\}$ e il vettore delle forzanti $\{f_t\}$ si possono esprimere come:

$$\{u_t\} = \begin{Bmatrix} z_2 \\ \theta_2 \end{Bmatrix} \quad \{f_t\} = \begin{Bmatrix} F_2 + c_2 \dot{z}_F + k_2 z_F + c_4 \dot{z}_R + k_4 z_R \\ M_2 - L_2(c_2 \dot{z}_F + k_2 z_F) + L_3[c_4 \dot{z}_R + k_4 z_R] \end{Bmatrix}$$

Si noti che il vettore $\{f_t\}$ rappresenta sia le forze applicate al telaio sia quelle conseguenti all'interazione con il suolo.

Nel caso trattato, essendo il sedile rigidamente connesso al telaio del trattore, lo spostamento verticale del sedile z_1 può essere espresso come combinazione lineare dello spostamento verticale e della rotazione del centro di massa del telaio del trattore, rispettivamente z_2 e θ_2 .

$$z_1 = z_2 + \theta_2 L_1$$

7.2.2 Modellazione delle macchine operatrici: portate e semi-portate

Le macchine operatrici portate e semi-portate sono tipicamente collegate, posteriormente e anteriormente, al trattore mediante l'attacco a tre punti. Al fine della valutazione della trasmissione delle vibrazioni al sedile dell'operatore, è necessario effettuare una distinzione tra macchine operatrici portate e semi-portate, in quanto esse differiscono per la presenza di un asse gommato, generalmente dotato di un sistema di sospensione.

Per valutare gli effetti che una macchina operatrice ha sulla dinamica del trattore nel piano longitudinale, può essere sufficiente considerare un modello a parametri concentrati, in cui l'intera operatrice è intesa come un unico corpo rigido le cui proprietà inerziali (massa e momento di inerzia) sono concentrate nel centro di massa.

Pertanto, per la definizione di tali macchine è sufficiente indicare la posizione del baricentro rispetto ai punti di fissaggio della macchina all'attacco a tre punti e l'eventuale posizione e caratteristiche della sospensione per le macchine semi-portate. In Appendice B sono riportati i modelli di macchine operatrici portate e semi-portate, assieme a tutti i parametri necessari a definirne il comportamento dinamico ed il successivo accoppiamento con le altre sottostrutture.

Da questi modelli è possibile ricavare le equazioni del moto della macchina operatrice:

$$[M_o]\{\ddot{u}_o\} + [C_o]\{\dot{u}_o\} + [K_o]\{u_o\} = \{f_o\}$$

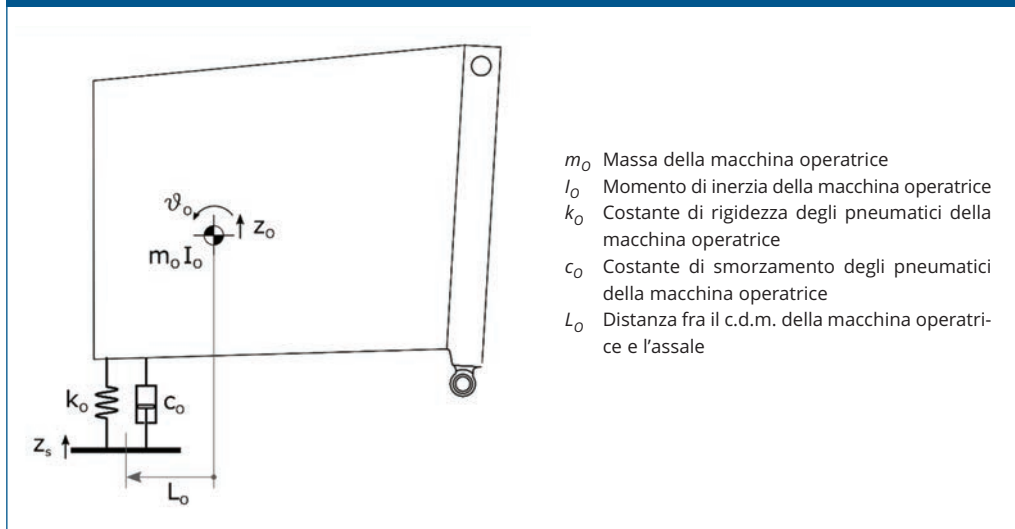
in cui $[M_o]$, $[C_o]$ e $[K_o]$ sono rispettivamente le matrici di massa, smorzamento e rigidità della macchina operatrice, $\{u_o\}$ rappresenta il vettore degli spostamenti dei gradi di libertà della macchina operatrice e $\{f_o\}$ il vettore delle forzanti esterne.

Esempio: Modellazione di una macchina operatrice semi-portata

A titolo di esempio, di seguito si illustra nel dettaglio come esprimere le equazioni del moto, e da queste determinare le matrici caratteristiche del sistema, per il modello di macchina operatrice semi-portata. In modo del tutto analogo possono essere analizzati anche altri modelli di macchina operatrice.

Figura 38

Modello di macchina operatrice semi-portata



(Università degli Studi di Roma La Sapienza - DIMA in collaborazione con Università degli Studi dell'Aquila - DIIE)

Per il sistema raffigurato in Figura 38 possiamo scrivere le equazioni di moto:

$$\begin{cases} m_o \ddot{z}_o + c_o[(\dot{z}_o - L_o \dot{\theta}_o) - z_s] + k_o[(z_o - L_o \theta_o) - z_s] = F_o \\ I_o \ddot{\theta}_o - L_o \{c_o[(\dot{z}_o - L_o \dot{\theta}_o) - z_s] + k_o[(z_o - L_o \theta_o) - z_s]\} = M_o \end{cases}$$

Nei termini forzanti F_o ed M_o possono essere incluse le interazioni con il terreno dovute alle lavorazioni.

Poiché le irregolarità del suolo z_s generano delle forze, i termini associati possono essere spostati al secondo membro delle equazioni e si possono ricavare le matrici di massa $[M_o]$, la matrice di rigidità $[K_o]$ e la matrice di smorzamento $[C_o]$, di seguito riportate:

$$M_o = \begin{bmatrix} m_o & 0 \\ 0 & I_o \end{bmatrix} \quad K_o = \begin{bmatrix} k_o & -k_o L_o \\ -k_o L_o & k_o L_o^2 \end{bmatrix} \quad C_o = \begin{bmatrix} c_o & -c_o L_o \\ -c_o L_o & c_o L_o^2 \end{bmatrix}$$

L'equazione di moto può essere riscritta in modo compatto mediante le matrici appena descritte.

$$[M_o]\{\ddot{u}_o\} + [C_o]\{\dot{u}_o\} + [K_o]\{u_o\} = \{f_o\}$$

nella quale il vettore degli spostamenti dei gradi di libertà della macchina operatrice $\{u_o\}$ e il vettore delle forzanti $\{f_o\}$ si possono esprimere come:

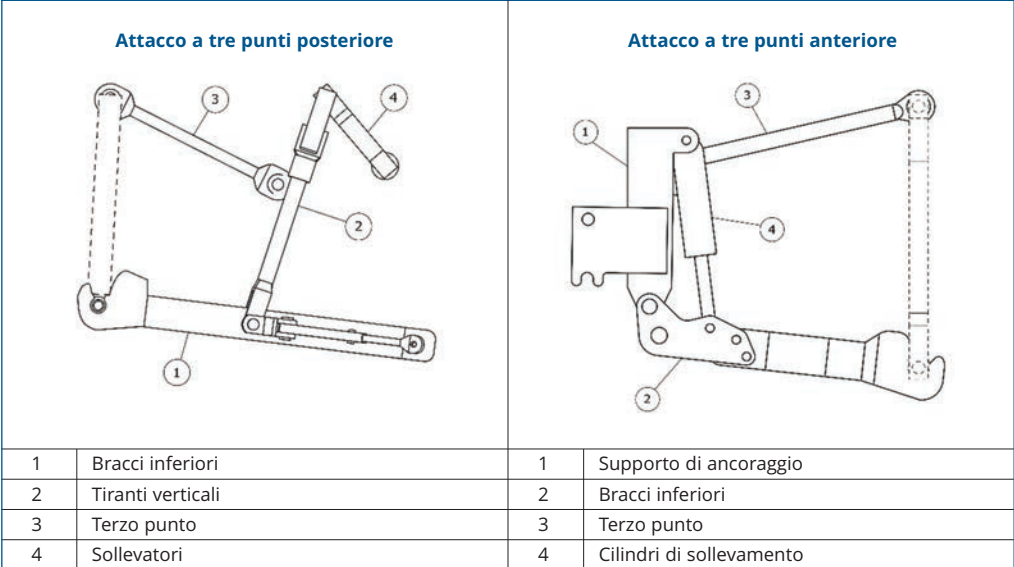
$$\{u_o\} = \begin{Bmatrix} z_o \\ \theta_o \end{Bmatrix} \quad \{f_o\} = \begin{Bmatrix} F_o + c_o \dot{z}_o + k_o z_o \\ M_o - L_o (c_o \dot{z}_o - k_o z_o) \end{Bmatrix}$$

Si noti che il vettore $\{f_o\}$ rappresenta sia le forze applicate al telaio sia quelle conseguenti all'interazione delle ruote con il suolo.

7.2.3 Modellazione degli attacchi a tre punti anteriori e posteriori

Come descritto nel paragrafo 5.3.2, i sistemi di attacco a tre punti sono composti da più elementi, con caratteristiche di solidi deformabili, con massa distribuita piuttosto omogeneamente, connessi tra loro mediante cerniere. Queste caratteristiche rendono necessaria per ciascun elemento una modellazione agli elementi finiti (FEM). In Figura 39 sono riportati i principali elementi degli attacchi a tre punti posteriori ed anteriori. Tuttavia, i numerosi gradi di libertà introdotti da una modellazione FEM non sono necessari ai fini della valutazione delle vibrazioni trasmesse attraverso gli attacchi dalla macchina operatrice al sedile dell'operatore.

Figura 39 Schema di attacco a tre punti posteriore e anteriore



(Università degli Studi di Roma La Sapienza - DIMA in collaborazione con Università degli Studi dell'Aquila - DIIE)

Ai fini dell'accoppiamento, infatti, hanno particolare interesse i gradi di libertà nei punti di interfaccia delle sottostrutture connesse, e ai fini della descrizione della dinamica vibratoria sono sufficienti un numero limitato di GdL rappresentativi. Per poter utilizzare solo un limitato numero di gradi di libertà, senza perdere informazioni sulla dinamica del sistema, è necessario effettuare la cosiddetta riduzione dinamica attraverso, ad esempio, il metodo di Craig-Bampton, illustrato nel paragrafo 7.2.5.

Nel caso in esame è conveniente considerare ogni elemento dell'attacco a tre punti come una sottostruttura e per ognuno di essi realizzare un modello, da accoppiare con le sottostrutture rappresentative del trattore e della macchina operatrice, dopo aver effettuato una riduzione dei gradi di libertà. In questo modo, è possibile utilizzare gli stessi modelli delle sottostrutture per configurazioni spaziali diverse degli elementi dell'attacco a tre punti, senza dover fare un modello dell'intero attacco per ogni configurazione necessaria allo studio.

Per ciascun elemento dei sistemi di attacco, a seguito della riduzione dinamica, è possibile focalizzare l'analisi solo sui GdL all'interfaccia con le altre sottostrutture. Si ottengono in questo modo delle matrici di massa, smorzamento e rigidità ridotte e le equazioni del moto di ciascun elemento degli attacchi sono espresse come:

$$[M_{a,i}]\{\ddot{u}_{a,i}\} + [C_{a,i}]\{\dot{u}_{a,i}\} + [K_{a,i}]\{u_{a,i}\} = \{f_{a,i}\} \quad i = 1, \dots, N$$

dove N è il numero di elementi che costituisce l'attacco a tre punti, $[M_{a,i}]$, $[C_{a,i}]$ e $[K_{a,i}]$ sono rispettivamente le matrici ridotte di massa, smorzamento e rigidità dell'elemento dell'attacco, $\{u_{a,i}\}$ rappresenta il vettore degli spostamenti dei gradi di libertà e $\{f_{a,i}\}$ il vettore delle forzanti esterne.

Nell'Appendice C sono riportati sia l'attacco a tre punti posteriore sia quello anteriore, corredati dei parametri necessari alla modellazione e all'assemblaggio.

7.2.4 Modellazione della macchina trainata e gancio di traino

Le macchine operatrici trainate sono generalmente fissate su un telaio dotato di un asse gommato, con o senza sistema di sospensione. Il telaio della macchina trainata è collegato al trattore agricolo mediante un gancio di traino, come mostrato nel paragrafo 5.3.1, che rappresenta quindi l'interfaccia di connessione con il trattore. Pertanto, il sistema di collegamento tra trattore e macchina operatrice è in questo caso rappresentato dal telaio della macchina stessa. A differenza di quanto fatto per gli attacchi a tre punti, in cui le norme stabiliscono univocamente le interfacce di collegamento sia lato trattore che lato operatrice, nel caso delle macchine trainate l'interfaccia è definita univocamente solo lato trattore mentre la macchina operatrice può essere variamente collegata al telaio. Questo comporta una modellazione apposita del sistema telaio e gancio con i punti di connessione con la particolare macchina operatrice collegata.

Si procede quindi, analogamente a quanto fatto per gli elementi dell'attacco a tre punti, alla modellazione mediante gli elementi finiti dell'intero telaio al fine di rappresentare correttamente la dinamica del sistema. Anche in questo caso il modello FEM può essere ridotto ai soli nodi di interesse (punto di connessione al gancio di traino, punto di collegamento dell'assale, eventuali altri punti di collegamento della macchina operatrice fissata al telaio). Come per i modelli precedenti si può esprimere l'equazione di moto, come segue:

$$[M_g]\{\ddot{u}_g\} + [C_g]\{\dot{u}_g\} + [K_g]\{u_g\} = \{f_g\}$$

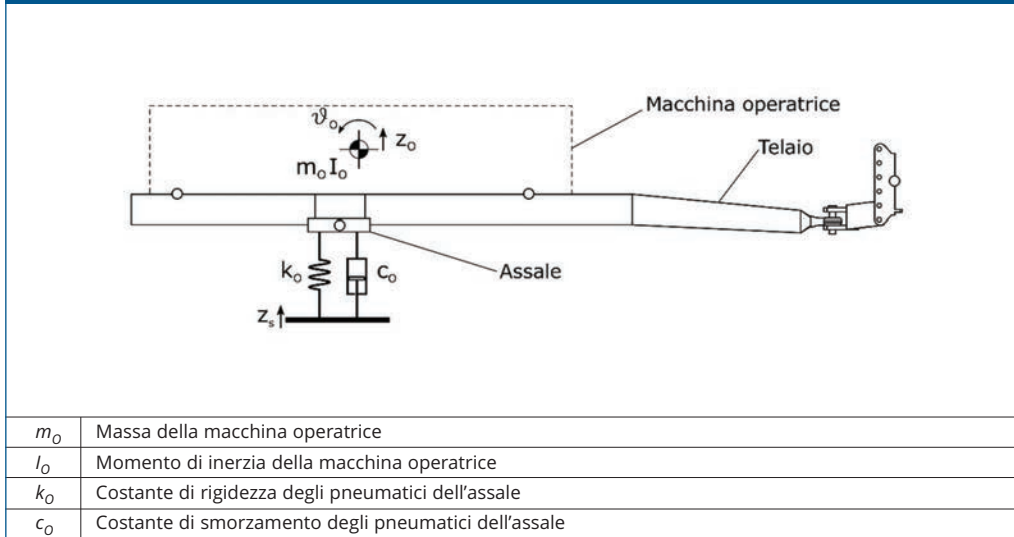
in cui $[M_g]$, $[C_g]$ e $[K_g]$ sono rispettivamente le matrici ridotte di massa, smorzamento e rigidità del telaio della macchina trainata, $\{u_g\}$ rappresenta il vettore degli spostamenti dei gradi di libertà e $\{f_g\}$ il vettore delle forzanti esterne.

Il sistema assale con eventuale sospensione può essere modellato separatamente mediante un modello a parametri concentrati. La macchina operatrice può essere modellata come corpo rigido, analogamente a quanto fatto per le macchine portate.

Nella Figura 40 si riporta uno schema di massima di una macchina operatrice trainata nel quale si individuano le sottostrutture telaio connesso mediante gancio da traino, assale e macchina operatrice.

Figura 40

Modello di macchina operatrice trainata



(Università degli Studi di Roma La Sapienza - DIMA in collaborazione con Università degli Studi dell'Aquila - DIIE)

Nell'Appendice D sono riportati alcuni modelli del telaio dell'assale e della macchina operatrice, corredati dei parametri necessari alla loro modellazione.

7.2.5 Riduzione mediante metodo di Craig-Bampton

Il metodo di riduzione dinamica formulato da Craig e Bampton [37] consente la riduzione dei gradi di libertà (GdL) di un modello mediante una trasformazione di coordinate, passando dalle coordinate fisiche ad un insieme di coordinate generalizzate. In particolare, il metodo di Craig-Bampton attua una riduzione dinamica dei GdL interni di una sottostruttura conservando i GdL fisici di interfaccia necessari alla connessione con le altre sottostrutture. Questa procedura è tipicamente implementata nei software commerciali di analisi agli elementi finiti ed è alla base della generazione dei cosiddetti super-elementi. In questo caso l'utilizzatore, dopo aver opportunamente modellato la sottostruttura, definisce i gradi di libertà di interfaccia ed il software effettua la riduzione dinamica restituendo le matrici ridotte del sistema.

Nell'Appendice E si illustra in modo sintetico il processo di riduzione dinamica. Per ulteriori approfondimenti si rinvia a letteratura specializzata o ai manuali dei software dedicati.

7.3 ACCOPPIAMENTO DELLE SOTTOSTRUTTURE

Come visto nel paragrafo precedente, indipendentemente dalla tecnica di modellazione adottata, per ogni sottostruttura da accoppiare si può ottenere l'equazione del moto, nel dominio del tempo. Con riferimento alla Figura 35, nell'effettuare l'accoppiamento bisogna tener conto delle forze che le sottostrutture si scambiano all'interfaccia di accoppiamento attraverso i gradi di libertà comuni. Pertanto, l'equazione del moto del sottosistema r da accoppiare si può esprimere come segue:

$$[M_r]\{\ddot{u}_r\} + [C_r]\{\dot{u}_r\} + [K_r]\{u_r\} = \{f_r\} + \{g_r\}$$

In cui:

- $[M_r]$, $[C_r]$ e $[K_r]$ sono le matrici di massa, smorzamento e rigidezza del sottosistema r ;
- $\{u_r\}$ è il vettore degli spostamenti del sottosistema r ;
- $\{f_r\}$ è il vettore delle forze esterne agenti sul sottosistema r ;
- $\{g_r\}$ è il vettore delle forze di connessione con gli altri sottosistemi (forze vincolari interne).

L'equazione del moto di n sottostrutture da accoppiare, ad esempio una macchina agricola composta da trattore, attacco, operatrice, può essere scritta in una forma diagonale a blocchi come:

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{f\} + \{g\}$$

In cui:

$$[M] = \begin{bmatrix} [M_1] & \square & \square \\ \square & \ddots & \square \\ \square & \square & [M_n] \end{bmatrix} \quad [C] = \begin{bmatrix} [C_1] & \square & \square \\ \square & \ddots & \square \\ \square & \square & [C_n] \end{bmatrix} \quad [K] = \begin{bmatrix} [K_1] & \square & \square \\ \square & \ddots & \square \\ \square & \square & [K_n] \end{bmatrix}$$

e

$$\{u\} = \begin{Bmatrix} \{u_1\} \\ \vdots \\ \{u_n\} \end{Bmatrix} \quad \{f\} = \begin{Bmatrix} \{f_1\} \\ \vdots \\ \{f_n\} \end{Bmatrix} \quad \{g\} = \begin{Bmatrix} \{g_1\} \\ \vdots \\ \{g_n\} \end{Bmatrix}$$

Per realizzare l'accoppiamento tra le sottostrutture è necessario imporre, nei GdL comuni all'interfaccia, che lo spostamento sia coincidente (condizione di compatibilità) e che la somma delle forze scambiate sia nulla (condizione di equilibrio).

La condizione di compatibilità impone che alle interfacce di collegamento ciascuna coppia di GdL coincidenti (ad esempio il grado di libertà l del sottosistema r e il grado di libertà m del sottosistema s) debba avere lo stesso spostamento ($u_r^l = u_m^s$).

Questa condizione può essere sinteticamente espressa in forma matriciale come:

$$[B]\{u\} = \{0\}$$

in cui ogni riga di B corrisponde ad una coppia di GdL coincidenti.

La condizione di equilibrio delle forze vincolari interne, generate dalle condizioni di compatibilità, impongono che la somma delle forze di connessione per ogni coppia di GdL coincidenti debba essere nulla (ad esempio $g_r^l + g_s^m = 0$). Su tutti i GdL non connessi a GdL di altre sottostrutture le forze vincolari sono nulle.

Tutte queste condizioni possono essere espresse sinteticamente in forma matriciale come:

$$[L]^T\{g\} = \{0\}$$

in cui $[L]$ è una matrice di localizzazione.

L'equazione del moto e le due equazioni di compatibilità e di equilibrio descrivono l'accoppiamento tra qualsiasi numero di sottostrutture:

$$\begin{cases} [M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{f\} + \{g\} \\ [B]\{u\} = \{0\} \\ [L]^T\{g\} = \{0\} \end{cases}$$

La matrice di localizzazione $[L]$ ha inoltre la proprietà di mettere in relazione il vettore dei GdL fisici dei sistemi disaccoppiati $\{u\}$ con il vettore dei GdL $\{q\}$ che include un unico GdL per ciascuna coppia di GdL comuni all'interfaccia tra le sottostrutture.

$$\{u\} = [L]\{q\}$$

Sostituendo quest'ultima relazione nella equazione del moto si ottiene:

$$[M][L]\{\ddot{q}\} + [C][L]\{\dot{q}\} + [K][L]\{q\} = \{f\} + \{g\}$$

Pre moltiplicando i termini dell'equazione precedente per $[L]^T$:

$$[L]^T[M][L]\{\ddot{q}\} + [L]^T[C][L]\{\dot{q}\} + [L]^T[K][L]\{q\} = [L]^T\{f\}$$

in cui si nota che il termine $[L]^T\{g\}$ scompare a causa della condizione di equilibrio.

L'equazione del moto della struttura accoppiata può essere sinteticamente scritta nella forma:

$$[\tilde{M}]\{\ddot{q}(t)\} + [\tilde{C}]\{\dot{q}(t)\} + [\tilde{K}]\{q(t)\} = \{\tilde{f}(t)\}$$

in cui:

$$[\tilde{M}] = [L]^T [M] [L] \quad [\tilde{C}] = [L]^T [C] [L] \quad [\tilde{K}] = [L]^T [K] [L] \quad \{\tilde{f}\} = [L]^T \{f\}$$

Questa equazione può essere integrata nel tempo per ottenere la risposta $q(t)$ del sistema ad una forzante $f(t)$. La forzante potrebbe rappresentare, ad esempio, il passaggio della macchina agricola su un terreno sconnesso ad una data velocità.

L'equazione del moto del sistema accoppiato può essere espressa anche nel dominio delle frequenze ponendo $\{f(t)\} = \{F(\omega)\} e^{j\omega t}$ e $\{q(t)\} = \{Q(\omega)\} e^{j\omega t}$:

$$[-\omega^2 [\tilde{M}] + j\omega [\tilde{C}] + [\tilde{K}]] \{Q(\omega)\} = \{\tilde{F}(\omega)\}$$

Quindi, il vettore degli spostamenti $\{Q(\omega)\}$ della struttura accoppiata è:

$$\{Q(\omega)\} = [-\omega^2 [\tilde{M}] + j\omega [\tilde{C}] + [\tilde{K}]]^{-1} \{\tilde{F}(\omega)\} = [H(j\omega)] \{\tilde{F}(\omega)\}$$

dove

$$[H(j\omega)] = [-\omega^2 [\tilde{M}] + j\omega [\tilde{C}] + [\tilde{K}]]^{-1}$$

è la matrice di risposta in frequenza in termini di spostamento/forza (recettanza) del sistema accoppiato. Ogni termine $H_{ij}(j\omega)$ di questa matrice esprime la risposta Q_j nel GdL j generata da una forzante unitaria F_i applicata nel GdL i .

La funzione di risposta in frequenza può essere anche espressa in termini di accelerazione/forza (inertanza), particolarmente utile considerando che, come evidenziato nel capitolo 4, le norme prescrivono i limiti rispetto all'accelerazione.

Nel capitolo precedente, inoltre, è stato evidenziato come le funzioni di risposta in frequenza siano particolarmente utili per valutare le vibrazioni a cui è soggetto l'operatore dovute alle forzanti generate dal movimento di parti del trattore o della macchina operatrice.

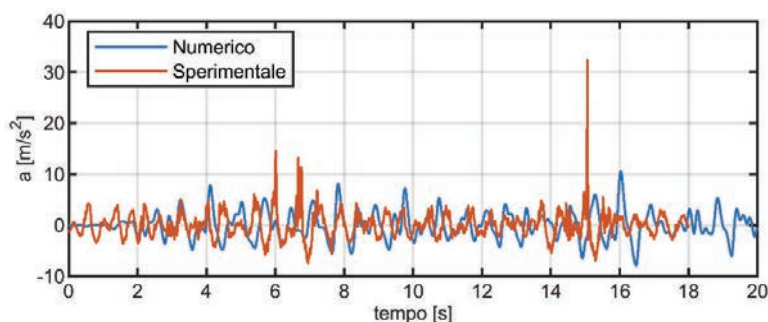
7.4 VALIDAZIONE SPERIMENTALE DEI MODELLI PER LO STUDIO VIBRAZIONALE

Per poter valutare attraverso i modelli il comportamento del sistema assemblato della macchina agricola, o di una sua parte, è necessario che questo riproduca il comportamento dinamico reale. A tale fine, il modello deve essere validato attraverso dati sperimentali. Ad esempio, il modello di un trattore agricolo può essere validato confrontando la risposta temporale del modello numerico con la risposta misurata del trattore reale, entrambi forzati dalla eccitazione generata dall'attraversamento di un tracciato standardizzato. La Figura 41 mostra la risposta temporale calcolata numericamente e misurata sperimentalmente dell'accelerazione verticale del sedile dell'operatore, quando il trattore percorre il 'rough track' previsto dalla norma ISO 5008 [20] ad una velocità

di 6.7 km/h. Si osserva che l'ampiezza della risposta è comparabile nei due casi, come confermato dal valore r.m.s. dell'accelerazione ponderata in frequenza calcolata secondo la ISO 2631 ($a_{wz}^{num}=1.495 \text{ m/s}^2$ e $a_{wz}^{exp}=1.511 \text{ m/s}^2$) [15].

Figura 41

Validazione sperimentale di un modello numerico



Accelerazione del sedile dell'operatore in direzione verticale calcolata numericamente e misurata sperimentalmente per un trattore che percorre ad una velocità $v=6.7 \text{ km/h}$ il 'rough track' della norma ISO 5008

(Università degli Studi di Roma La Sapienza - DIMA in collaborazione con Università degli Studi dell'Aquila - DIIE)

Disporre di un modello validato sperimentalmente consente di poter valutare numericamente gli effetti di eventuali modifiche senza dover realizzare nuovi prototipi o modificare quello esistente. Il confronto proposto è finalizzato a validare la risposta del sistema ai fini della valutazione dell'esposizione dell'operatore alle vibrazioni. Se il modello non riproduce il comportamento reale della struttura, è necessario correggerlo modificando opportunamente i parametri descrittivi: questo processo di correzione (model updating) è ampiamente discusso in letteratura alla quale si rimanda per opportuni approfondimenti [38].

7.5 MODELLI SEA PER L'ANALISI ACUSTICA ALLE MEDIE ALTE FREQUENZE

I metodi classici di modellazione, il metodo agli elementi finiti (FEM) o il metodo agli elementi di contorno (BEM) ad esempio, non sono efficaci quando si devono calcolare le risposte di sistemi per problemi acustici ad alta frequenza.

Si definisce problema ad alta frequenza quello per il quale le lunghezze d'onda, vibrazionali o acustiche, caratteristiche di un sistema, sono di gran lunga inferiori alle

dimensioni caratteristiche del sistema stesso e quando tale sistema è eccitato con forzanti ad ampio spettro.

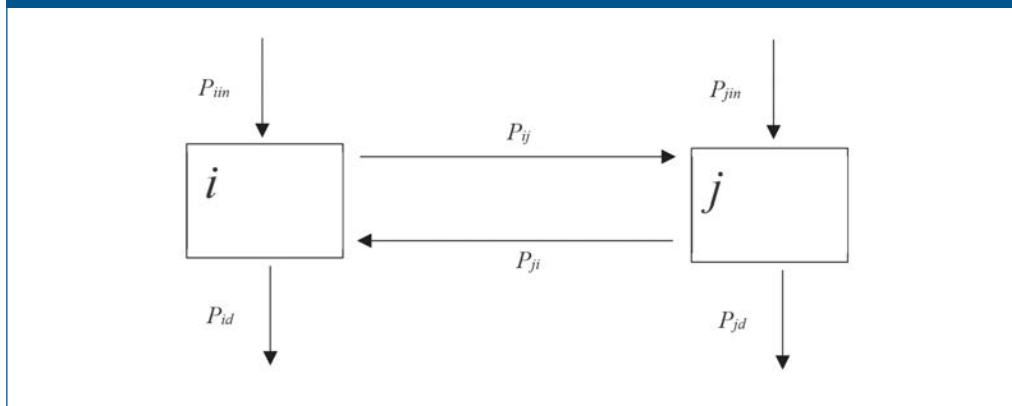
Le difficoltà legate alla soluzione numerica dei problemi ad alta frequenza sono di due tipi. La prima e più intuitiva è relativa al numero elevato di gradi di libertà che devono essere considerati perché la soluzione sia significativa. La seconda è relativa alla capacità di riuscire a distinguere un modo naturale di vibrazione da un altro. Supponiamo di conoscere i parametri caratteristici del mezzo (densità, dimensioni, modulo elastico, ecc.) con un grado di approssimazione elevato, ma pur sempre con una qualche incertezza. Tale incertezza si riflette sulla risposta calcolata del sistema: la posizione delle frequenze naturali è incerta tanto quanto quella dei parametri caratteristici del sistema. Si può dimostrare che la sensibilità delle frequenze naturali a questa incertezza aumenta all'aumentare dell'ordine del modo, così frequenze naturali di ordine elevato si spostano di più di frequenze naturali di ordine più basso a fronte di una uguale variazione nei parametri del mezzo. In un problema ad alta frequenza il numero di modi in bande di frequenze elevate è grande e quindi la distanza fra una frequenza naturale ed un'altra vicina è piccola: chiamiamo questa distanza intermodale. Se la variazione delle frequenze naturali di vibrazione dovuta all'incertezza dei parametri è maggiore della distanza intermodale si perde la possibilità di distinguere un modo da un altro. Tale incapacità è amplificata dalla presenza degli effetti dissipativi (smorzamento) che tendono a rendere meno evidenti i picchi delle funzioni di risposta in frequenza corrispondenti alle frequenze naturali di vibrazione.

Una soluzione a questi problemi è la tecnica di modellazione chiamata Statistical Energy Analysis (SEA). La SEA è stata sviluppata negli anni sessanta con lo scopo di affrontare problemi vibroacustici, dove le forzanti erano generate da sorgenti acustiche (quindi segnali random a larga banda) e queste eccitavano strutture leggere come i rivestimenti esterni dei lanciatori spaziali.

In modo analogo a quanto la sotto strutturazione dinamica fa per problemi a bassa frequenza, la SEA suddivide un sistema in più sottosistemi, dove ciascun sottosistema rappresenta un gruppo di modi di vibrazione di una sottostruttura o di una cavità acustica. La SEA si basa su un principio molto semplice: dati due sottosistemi i e j connessi fra di loro ed eccitati da forze esterne, è possibile scrivere una equazione di bilancio delle potenze che considera la potenza entrante nei sottosistemi, quella scambiata fra i due e quella persa per dissipazione (vedi Figura 42).

Figura 42

Bilancio delle potenze tra due sottosistemi SEA



(Università degli Studi di Roma La Sapienza - DIMA in collaborazione con Università degli Studi dell'Aquila - DIIE)

Tale bilancio può essere esteso a più sistemi e le potenze scambiate e quelle dissipate sono considerate proporzionali alle energie totali immagazzinate in ciascun sistema in modo da ottenere la seguente equazione:

$$P_{i,in} = \omega \eta_i E_i + \omega \sum_{j=1, j \neq i}^N (\eta_{ij} E_i - \eta_{ji} E_j)$$

L'equazione vale per bande di frequenze: ω è la frequenza centrale della banda considerata e i valori della potenza entrante e della energia totale sono rappresentativi di tutta la banda.

I termini dell'equazione sono quindi:

$P_{i,in}$ potenza entrante nel sottosistema *i*,

E_i energia totale del sottosistema *i*,

η_i internal loss factor (ILF) fattore di perdita interno al sottosistema *i* (coefficiente di dissipazione dell'energia del sottosistema),

η_{ij} coupling loss factor (CLF) fattore di perdita per accoppiamento, quanta potenza fluisce dal sottosistema *i* al sottosistema *j*,

$P_{i,d} = \omega \eta_i E_i$ potenza dissipata nel sottosistema *i*,

$P_{ij} - P_{ji} = \omega (\eta_{ij} E_i - \eta_{ji} E_j)$ potenza scambiata fra i sottosistemi *i* e *j*.

L'equazione può essere scritta in forma più compatta definendo un vettore di potenze entranti e di energie dei sottosistemi ed una matrice di coefficienti (ILF e CLF):

$$P = [\eta]E$$

La novità del metodo è considerare la proporzionalità fra le potenze dissipate o scambiate e le energie dei sottosistemi. Questa posizione è lecita sotto alcune ipotesi, delle quali le più importanti sono: condizione di basso accoppiamento fra i sottosistemi (per esempio la rigidità di ciascun sottosistema deve considerarsi superiore a quella della giunzione), alta densità modale (si deve lavorare in bande di frequenza dove il numero di modi sia elevato) ed elevato modal overlap factor (mof) fattore di sovrapposizione modale.

Quest'ultimo parametro è definito nel seguente modo:

$$mof_i = \omega \eta_i n_i$$

dove n_i è la densità modale della banda di frequenze considerate.

La SEA, oltre a permettere di studiare il comportamento vibro acustico di veicoli forzati con carichi random diffusi, condizione oltremodo onerosa se non proibitiva per le tecniche numeriche classiche, è uno strumento adatto alla progettazione degli stessi. Infatti, partendo da un disegno di massima e da informazioni sul tipo di eccitazione è possibile, per esempio, individuare quali sono le vie di trasmissione dell'energia fra i sottosistemi accoppiati e quindi di agire su queste massimizzando il risultato e minimizzando il numero di interventi.

I coefficienti utilizzati nella SEA, come è possibile intuire, non sono di facile determinazione. Gli ILF, come di fatto accade per lo smorzamento nei metodi classici, o sono supposti o devono essere identificati. I CLF possono essere calcolati per mezzo di considerazioni teoriche (i software commerciali ne offrono delle librerie molto complete) o anche essi identificati per mezzo di misure sperimentali. A tale riguardo il metodo più consolidato di identificazione di questi parametri è il Power Injection Method (PIM) che si basa, in ultima analisi, nell'inversione della equazione di bilancio SEA e permette il calcolo dei coefficienti (ILF e CLF) a partire dalle misure sperimentali della potenza entrante e dell'energia di ogni sottosistema.

I limiti della SEA sono riassumibili in questi due punti:

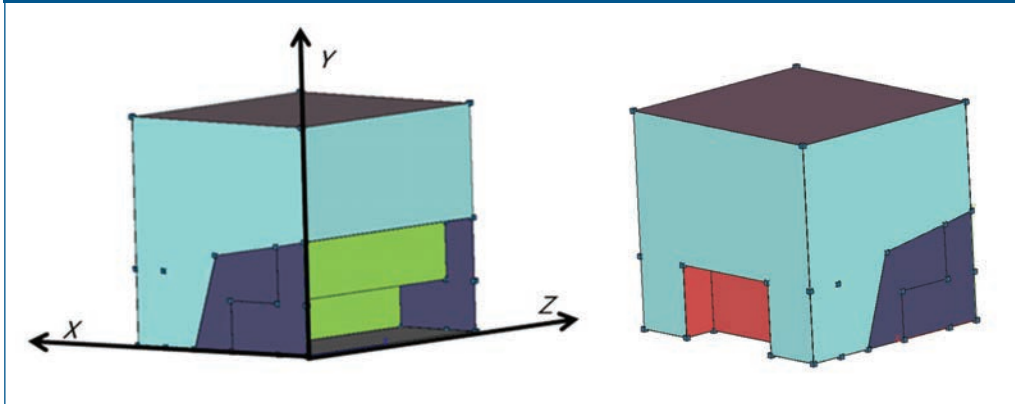
- la SEA fornisce informazioni mediate in bande di frequenze e mediate spazialmente su tutto un sistema (sia esso una struttura sia esso una cavità acustica);
- la bontà dei risultati forniti dalla SEA è tanto maggiore quanto sono esatti i coefficienti che appaiono nell'equazione e questi, a meno che non siano identificati sperimentalmente, sono molto sensibili alla reale configurazione delle giunzioni fra sottosistemi e alla loro reale capacità di dissipare energia.

Di fatto la SEA è l'unico strumento che permette un'analisi di problemi ad alta frequenza e che consente un facile approccio a problemi di progettazione vibroacustica, tanto quanto la sotto strutturazione offre in bande di frequenze più basse.

Esempio: modello SEA della cabina di un trattore

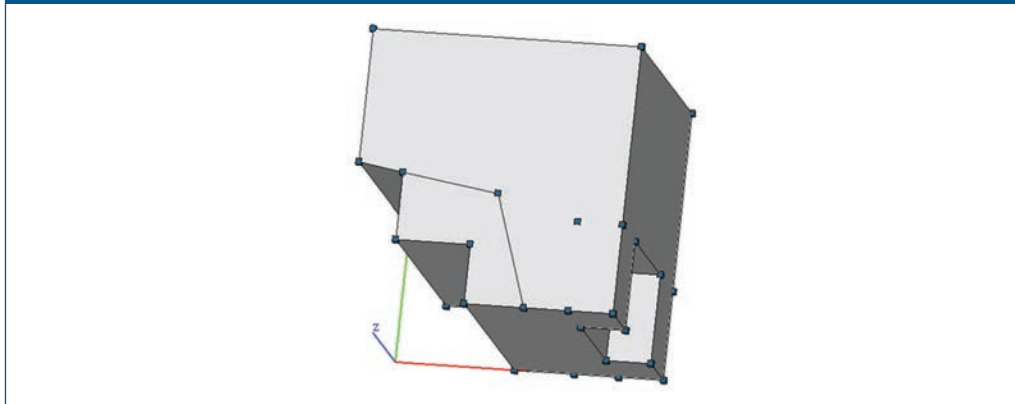
Si riporta un esempio di modellazione della cabina di un trattore attraverso la tecnica SEA [39]. Il modello proposto riguarda la cabina di un trattore di dimensioni 1.8 m

lungo X e Y e 2 m lungo Z (con riferimento alla Figura 43). Nella stessa figura sono evidenziati i diversi sottosistemi strutturali: in celeste i sottosistemi vetro della cabina, in rosso il paraframma, in grigio il tetto ed il pianale, in blu le strutture di acciaio laterali ed in verde il basamento del sedile.

Figura 43**Sottosistemi strutturali SEA**

(Università degli Studi di Roma La Sapienza - DIMA in collaborazione con Università degli Studi dell'Aquila - DIIE)

La cavità acustica è modellata come un ulteriore sottosistema (vedi Figura 44).

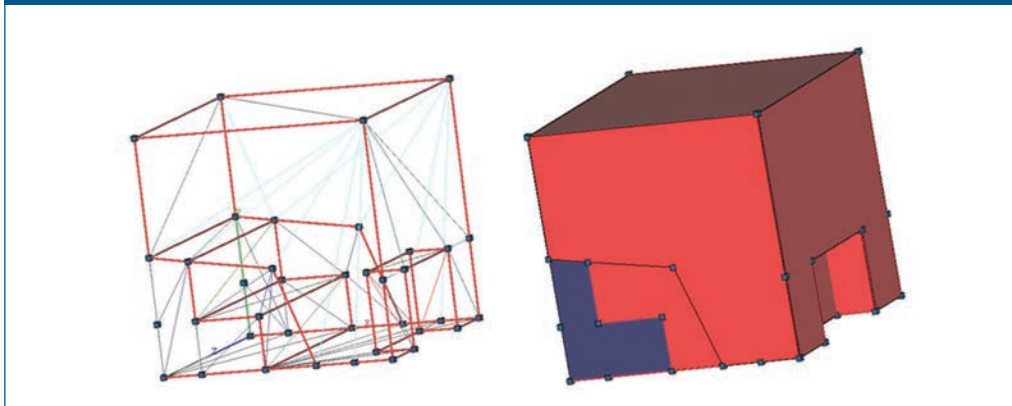
Figura 44**Sottosistema cavità acustica SEA**

(Università degli Studi di Roma La Sapienza - DIMA in collaborazione con Università degli Studi dell'Aquila - DIIE)

Per considerare il collegamento tra i vari sottosistemi, le giunzioni di collegamento tra i sottosistemi strutturali sono rappresentate come giunzioni lineari mentre la giunzione tra la struttura e la cavità acustica come giunzione superficiale (vedi Figura 45).

Figura 45

Giunzioni fra sottosistemi



(Università degli Studi di Roma La Sapienza - DIMA in collaborazione con Università degli Studi dell'Aquila - DIIE)

8 MITIGAZIONE DEGLI EFFETTI DELLE VIBRAZIONI E DEL RUMORE SULLA MACCHINA AGRICOLA

Come ampiamente esposto nei capitoli precedenti, gli operatori delle macchine agricole sono tipicamente esposti agli agenti fisici vibrazione e rumore che possono avere degli effetti significativi in termini di comfort e sicurezza e che in alcune situazioni possono addirittura pregiudicare lo stato di salute. Le normative vigenti impongono la verifica dei livelli di esposizione ed eventualmente l'adozione di opportuni accorgimenti al fine di ridurre tale esposizione.

Tuttavia, le verifiche sull'esposizione imposte dalle norme vengono effettuate sulle macchine agricole complete e non sempre sono rappresentative di tutte le possibili condizioni operative in cui l'operatore si trova a lavorare. Ad esempio, l'operatore può essere esposto a livelli di vibrazione molto diversi a seconda che vi sia o meno una operatrice montata sul trattore, a seconda del tipo di operatrice montata, e alle condizioni di esercizio. Inoltre, tali verifiche non consentono di individuare le sorgenti e le vie di trasmissione che sono necessarie per la scelta ed il dimensionamento di un intervento di bonifica, ed essendo misure effettuate sulla macchina in esercizio non consentono migliorie di progettazione della macchina stessa.

Nel tempo sono stati sviluppati ed introdotti dispositivi per la riduzione delle vibrazioni e del rumore dai costruttori dei singoli componenti della macchina agricola (trattori, attacchi, operatrici). È necessario però valutare l'effetto di tali dispositivi sul comportamento dinamico dell'intera macchina agricola, considerando l'elevata molteplicità di possibili configurazioni nelle quali il singolo componente rappresenta solo una parte dell'intera macchina. Inoltre, sia per gli interventi di bonifica che per una ottimizzazione vibrazionale in fase di progettazione delle singole parti della macchina agricola, sarebbe utile individuare le sorgenti e le vie di trasmissione che sono maggiormente responsabili degli effetti riscontrati sull'operatore.

Le tecniche di modellazione proposte, basate sulla sotto strutturazione, consentono efficacemente di tener conto della complessità e variabilità dell'intera macchina agricola, evidenziando le sorgenti e le vie di trasmissione più critiche e fornendo utili informazioni nelle fasi di progettazione ed ottimizzazione dei singoli componenti e nella valutazione di interventi di bonifica di macchine in esercizio.

Le analisi effettuate sono finalizzate ad illustrare un approccio allo studio e alla progettazione delle macchine. Soprattutto, quando vengono effettuate analisi parametriche di confronto i modelli delle macchine, non vogliono essere rappresentative di una particolare macchina. Sarà compito del progettista o del costruttore utilizzare i modelli ed i parametri più rappresentativi della specifica macchina.

Infine, si mostra come la tecnica di modellazione acustica, basata sulla Statistical Energy Analysis, di una cabina di trattore permetta di valutare le vie di trasmissione strutturali o aeree del rumore e di intervenire efficacemente per ridurre l'esposizione del lavoratore.

8.1 INFLUENZA DELLE SORGENTI DI VIBRAZIONE SUL SEDILE DELL'OPERATORE

Questo paragrafo ha l'obiettivo di individuare le cause che influenzano maggiormente l'esposizione dell'operatore alle vibrazioni. Per questo motivo le analisi saranno effettuate nella banda in frequenza di interesse per le vibrazioni trasmesse al corpo intero, che per la sicurezza dell'operatore è la banda 0.2 - 20 Hz, come si evince dalle curve di ponderazione proposte dalla norma ISO 2631-1 e riportate nel capitolo 4.

Nel paragrafo 6.2.2 sono state evidenziate le principali sorgenti di vibrazione di una macchina agricola, qui di seguito viene effettuata, attraverso l'approccio della sottostrutturazione, una analisi degli effetti di tali sorgenti sull'operatore al fine di valutarne la criticità ed individuare le vie di trasmissione delle vibrazioni da esse generate. Tale analisi utilizza le grandezze definite nel capitolo 2 e richiamate nel capitolo 6:

- la trasmissibilità (accelerazione / accelerazione) per le vibrazioni generate dalle irregolarità del terreno e trasmesse dalle ruote del trattore o della macchina operatrice;
- le funzioni di risposta in frequenza (accelerazione / forza) per le forzanti generate dal movimento di parti del trattore o della macchina operatrice o dall'interazione con il terreno.

I risultati dell'analisi consentono di definire gli interventi più efficaci al fine di mitigare gli effetti delle singole sorgenti sull'operatore.

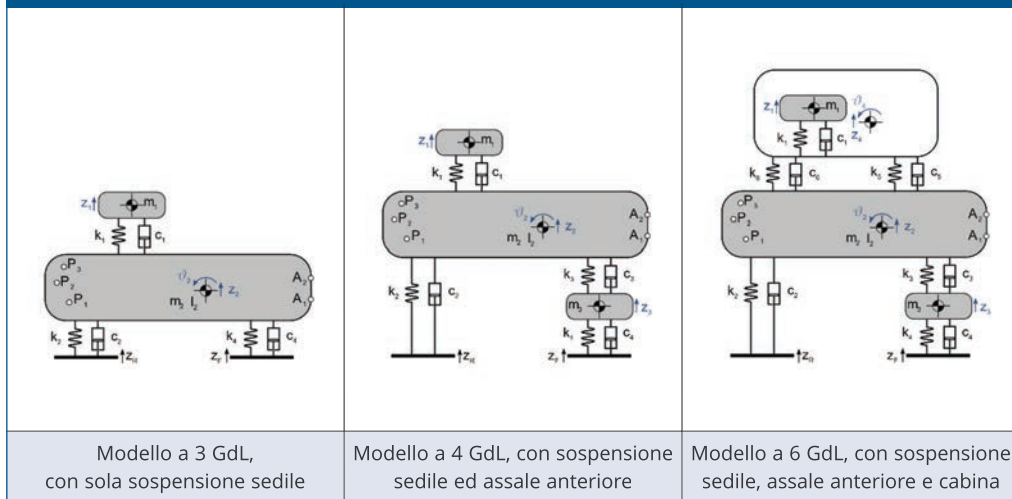
8.1.1 Analisi delle vibrazioni generate dal contatto delle ruote del trattore con il terreno

L'interazione delle ruote con il terreno genera delle forze dovute allo spostamento verticale degli pneumatici causato dalle asperità del suolo o da imperfezioni geometriche degli stessi pneumatici. Tali forze generano delle vibrazioni sul sedile dell'operatore, che dipendono dalle proprietà inerziali e di rigidità del trattore e dalla presenza di sospensioni. La dimensione delle ruote, l'elasticità degli pneumatici ed il passo sono parametri fondamentali per una corretta stima delle vibrazioni prodotte dalle asperità del suolo. Piccole irregolarità possono produrre risposte elevate per macchine con ruote piccole, rigide e con un passo eccessivamente corto [2]. Un accorgimento generale è quello di mantenere il baricentro più basso possibile.

Con riferimento ai trattori con sola sospensione sedile (3 GdL), con sospensione su sedile ed assale anteriore (4 GdL) e con sospensione su sedile, sull'assale e sulla cabina (6 GdL), introdotti nell'Appendice A, di cui si riportano i modelli in Figura 46, sono state calcolate le curve di trasmissibilità dalle ruote (posteriori ed anteriori) al sedile dell'operatore.

Figura 46

Modelli di trattore



(Università degli Studi di Roma La Sapienza - DIMA in collaborazione con Università degli Studi dell'Aquila - DIIE)

Per il trattore a 6 GdL, ad esempio, la curva di trasmissibilità z_1/z_R (curva blu in Figura 47) evidenzia che le vibrazioni generate dal passaggio della ruota posteriore su un suolo irregolare vengono amplificate per frequenze al di sotto dei 2 Hz ed attenuate per il restante range di frequenze di analisi. La curva di trasmissibilità z_1/z_F mostra, invece, che le vibrazioni generate dal passaggio della ruota anteriore sul suolo irregolare, vengono attenuate nell'intero range di frequenze.

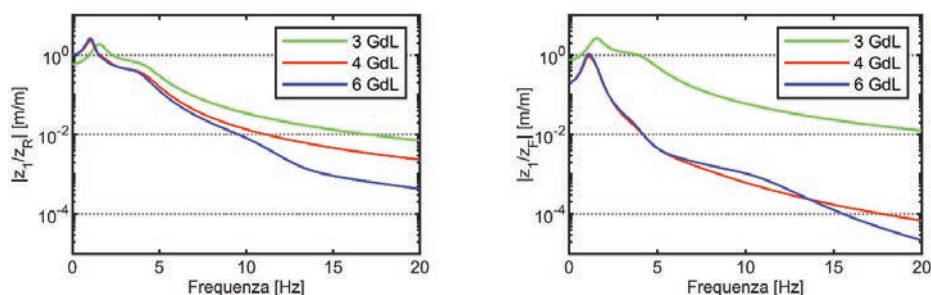
Dal confronto delle curve in Figura 47 per i tre casi analizzati si mostra chiaramente l'influenza della sospensione dell'assale anteriore sulla trasmissibilità tra ruote anteriori e sedile (grafico a destra). Al contrario, il trattore sprovvisto di sospensione sull'assale (curva verde) presenta una banda in frequenza con una trasmissibilità maggiore di 1 (amplificazione). Inoltre, la sospensione dell'assale anteriore non ha influenza sull'ampiezza della trasmissibilità tra le ruote posteriori ed il sedile ma sposta la banda in cui tali vibrazioni vengono amplificate.

La sospensione della cabina, nei casi in esame, non sembra avere influenza sulla trasmissibilità nella banda in frequenza sotto i 10 Hz, risultando più efficace per le vibrazioni a frequenza più elevata che possono essere di maggior interesse per il benessere acustico dell'operatore.

Queste curve di trasmissibilità possono essere utilizzate anche per valutare l'amplificazione delle vibrazioni del sedile dovute ad eventuali irregolarità geometriche delle ruote (errori di eccentricità, ovalizzazione, ecc.). È sufficiente che la velocità di avanzamento del trattore e la periodicità dell'irregolarità delle ruote siano tali da produrre una eccitazione periodica ad una frequenza all'interno della banda in cui la trasmissibilità tra ruote e sedile sia maggiore di 1.

Figura 47

Trasmissibilità ruote trattore - sedile operatore



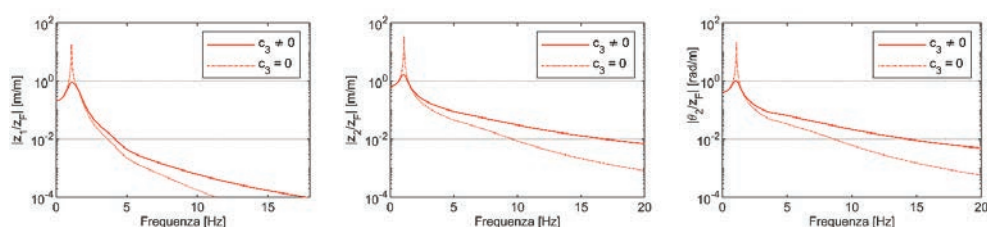
Curve di trasmissibilità tra le ruote del trattore (posteriori z_1/z_R a sinistra, anteriori z_1/z_F a destra) ed il sedile per diverse tipologie di trattori (vedi Appendice A)

(Università degli Studi di Roma La Sapienza - DIMA in collaborazione con Università degli Studi dell'Aquila - DIIE)

Per valutare l'influenza delle caratteristiche della sospensione dell'assale anteriore, si riportano in Figura 48 le curve di trasmissibilità tra ruote anteriori e, rispettivamente, spostamento verticale del sedile z_1/z_F , spostamento verticale del telaio z_2/z_F e rotazione del telaio θ_2/z_F , in presenza o meno di ammortizzazione della sospensione dell'assale (c_3).

Figura 48

Influenza dell'ammortizzazione dell'assale anteriore



Curve di trasmissibilità del trattore a 4 GdL in presenza o meno dello smorzamento sulla sospensione dell'assale anteriore

(Università degli Studi di Roma La Sapienza - DIMA in collaborazione con Università degli Studi dell'Aquila - DIIE)

Si può notare dal primo grafico della Figura 48 che l'ammortizzazione dell'assale ha una forte influenza sulle vibrazioni trasmesse al sedile dell'operatore z_1/z_F e che queste sono dovute principalmente allo spostamento e alla rotazione del telaio, come si può osservare dal secondo e terzo grafico.

8.1.2 Analisi delle vibrazioni generate dal movimento di parti del trattore

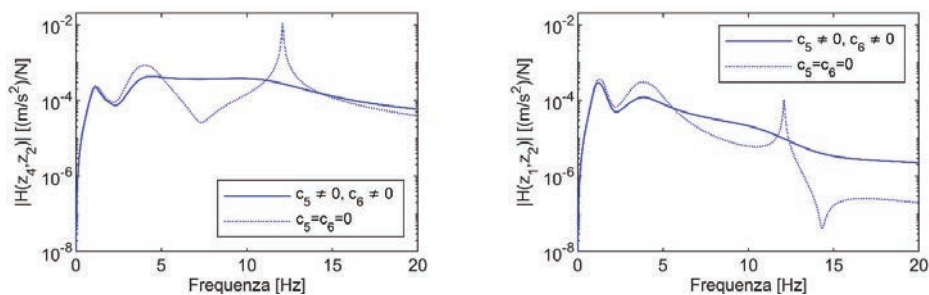
Come evidenziato nel paragrafo 5.2, la presenza sul trattore del motore e delle trasmissioni rappresenta una sorgente di vibrazioni ad alta frequenza generalmente al di fuori della banda di interesse per le vibrazioni a corpo intero. Tuttavia, tale sorgente può essere una fonte di rumore diretta e nel caso di trattori cabinati può mettere in vibrazione le pannellature, trasformando l'abitacolo in una cassa di risonanza.

L'introduzione della sospensione della cabina, pur essendo principalmente progettata per attenuare le vibrazioni che possono generare rumore, ha un effetto benefico anche nella banda di frequenza di interesse per le vibrazioni al corpo intero.

I grafici di ineranza in Figura 49 mostrano l'effetto degli smorzatori delle sospensioni della cabina sulle risposte del sedile e del baricentro della cabina a eccitazioni provenienti dal telaio del trattore. Si noti che le forzanti generate da parti del trattore possono essere ricondotte a forzanti (forze e momenti) agenti sul baricentro. Si può notare che gli ammortizzatori delle sospensioni della cabina attenuano la risposta in frequenza anche alle frequenze 0 - 20 Hz di interesse per la valutazione dell'esposizione dell'operatore alle vibrazioni.

Figura 49

Influenza dell'ammortizzazione della cabina



Curve di ineranza per un trattore a 6 GdL calcolate sul baricentro della cabina (grafico a sinistra) e sul sedile (grafico a destra) per una forzante agente sul baricentro del telaio del trattore

(Università degli Studi di Roma La Sapienza - DIMA in collaborazione con Università degli Studi dell'Aquila - DIIE)

8.1.3 Analisi delle vibrazioni generate dal contatto delle ruote dell'operatrice con il terreno

Anche l'interazione delle ruote delle macchine operatrici con il terreno genera delle forze dovute allo spostamento verticale degli pneumatici causati dalle asperità del

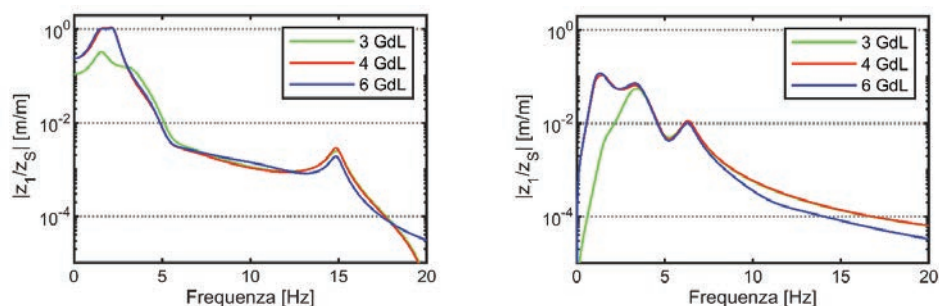
suolo. Le vibrazioni generate possono trasmettersi al sedile dell'operatore attraverso il collegamento della macchina operatrice con il trattore.

Le macchine operatrici interessate da questo tipo di sollecitazione sono le macchine operatrici semi-portate e le macchine trainate.

In Figura 50 sono riportate le curve di trasmissibilità tra le ruote delle macchine operatrici semi-portate o trainate e il sedile del conducente del trattore. I risultati mostrano come la stessa macchina operatrice montata su diverse tipologie di trattore trasmetta le vibrazioni in modo differente all'operatore. In particolare, la macchina trainata risulta essere meno gravosa e ciò è probabilmente dovuto alla tipologia di vincolo realizzato dal gancio da traino rispetto all'attacco a tre punti. È interessante osservare nei casi in esame come il trattore dotato di sola sospensione sul sedile trasmetta meno rispetto ai modelli dotati di ulteriori sospensioni. Risultati del tutto opposti sono stati ottenuti per la trasmissibilità tra le ruote del trattore ed il sedile dell'operatore (vedi Figura 47). Questo indica che un trattore studiato per minimizzare la trasmissione delle vibrazioni dovute all'interazione delle ruote del trattore con il terreno può non essere egualmente efficace nell'attenuare le vibrazioni dovute all'interazione delle ruote della macchina operatrice con il terreno.

Figura 50

Trasmissibilità ruote operatrice - sedile operatore



Curve di trasmissibilità tra le ruote della macchina operatrice (semi-portata posteriore a sinistra, trainata a destra) ed il sedile dell'operatore per diverse tipologie di trattori

(Università degli Studi di Roma La Sapienza - DIMA in collaborazione con Università degli Studi dell'Aquila - DIIE)

8.1.4 Analisi delle vibrazioni generate dal movimento di parti dell'operatrice e dell'interazione con il terreno

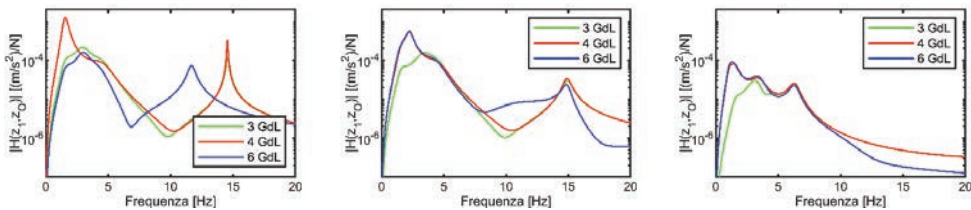
Le macchine operatrici collegate al trattore, a causa dei diversi organi in movimento e dell'interazione con il terreno o le colture, possono rappresentare una fonte di vibrazione che si trasmette attraverso il sistema di attacco al trattore agricolo e quindi all'o-

peratore. Inoltre, la presenza dell'operatrice può alterare significativamente il comportamento dinamico della macchina agricola nel suo complesso.

In Figura 51, si mostra l'inertanza tra il baricentro della macchina operatrice ed il sedile dell'operatore. In ogni grafico la stessa macchina operatrice (portata, semi-portata o trainata) è montata sui tre diversi trattori presentati in Figura 46. Si può notare che a parità di eccitazione proveniente dalla macchina operatrice la risposta del sedile è molto diversa per i tre trattori considerati. Questo conferma la necessità di una analisi dinamica complessiva della macchina agricola per valutare correttamente l'esposizione alle vibrazioni del conducente del trattore.

Figura 51

Effetto di vibrazioni generate su macchine operatrici portate, semi-portate e trainate



Curve di inertanza di trattori a 3, 4 e 6 GdL con macchina operatrice portata (sinistra), semi-portata (centro) e trainata (destra), calcolate sul sedile dell'operatore (z_1) per una forzante agente sul baricentro della macchina operatrice (z_0)

(Università degli Studi di Roma La Sapienza - DIMA in collaborazione con Università degli Studi dell'Aquila - DIIE)

Inoltre, è interessante osservare che l'ampiezza delle vibrazioni sul sedile dell'operatore, generate da una forzante unitaria sulla macchina operatrice, differisce di diversi ordini di grandezza a seconda della frequenza. Pertanto, l'osservazione dell'inertanza consente al progettista, qualora sia noto lo spettro della forza eccitante, di limitare l'esposizione dell'operatore alle vibrazioni. Infatti, potrebbe essere possibile modificare lo spettro della forza eccitante per limitarne l'ampiezza in corrispondenza delle frequenze di picco dell'inertanza o, viceversa, modificare i parametri caratteristici della macchina agricola al fine di spostare i picchi dell'inertanza dove lo spettro della forza eccitante è più basso. Per macchine dotate di utensili vibranti, la frequenza di funzionamento ed il livello di eccitazione di tali utensili dovrebbero essere considerati per dimensionare e valutare l'efficacia dei sistemi di isolamento. Per l'utilizzo efficace di sistemi di sospensione è opportuno che la frequenza di eccitazione degli utensili sia la più elevata possibile e che non sia coincidente con nessuna delle frequenze di risonanza della macchina agricola.

8.2 INFLUENZA DELLE MACCHINE OPERATRICI SULLE VIBRAZIONI TRASMESSE AL SEDILE DELL'OPERATORE

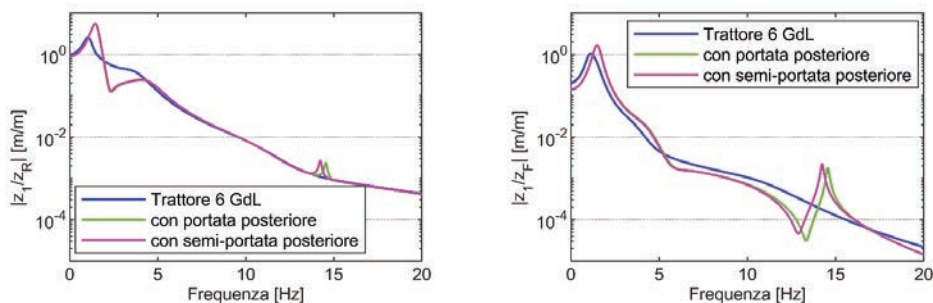
8.2.1 Effetto di una macchina operatrice sulla trasmissibilità ruote trattore - sedile operatore

Il comportamento dinamico del trattore agricolo, e quindi il livello di vibrazioni trasmesse al sedile, può essere radicalmente modificato dalla presenza di macchine operatrici collegate al trattore stesso. Infatti, collegando, ad esempio, una macchina operatrice portata varia notevolmente la distribuzione delle masse dell'intera macchina agricola. In generale, la posizione del baricentro della macchina agricola potrebbe spostarsi significativamente dalla posizione ideale del trattore; pertanto, è opportuno calcolare la trasmissibilità tra le ruote del trattore e il sedile in presenza di macchine operatrici, al fine di valutarne l'impatto sulla trasmissione delle vibrazioni.

In Figura 52, le curve di trasmissibilità tra le ruote del trattore (modello a 6 GdL) e il sedile dell'operatore evidenziano come la presenza di una macchina operatrice posteriore portata o semi-portata, accentui l'amplificazione a bassa frequenza delle vibrazioni generate dalle ruote posteriori e, in misura minore, dalle ruote anteriori.

Figura 52

Trasmissibilità ruote trattore - sedile operatore in presenza di operatrice posteriore

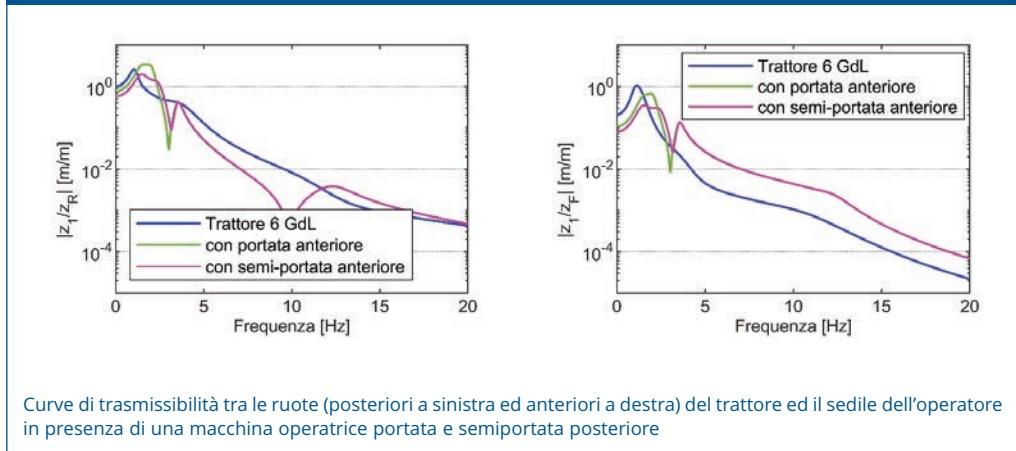


Curve di trasmissibilità tra le ruote (posteriori a sinistra ed anteriori a destra) del trattore ed il sedile dell'operatore in presenza di una macchina operatrice portata e semiportata posteriore

(Università degli Studi di Roma La Sapienza - DIMA in collaborazione con Università degli Studi dell'Aquila - DIIE)

Nel caso di una macchina operatrice portata o semi-portata anteriore (Figura 53), le curve di trasmissibilità tra le ruote del trattore e il sedile dell'operatore evidenziano una variazione del comportamento dinamico della macchina agricola. In particolare, si nota ancora una lieve amplificazione al di sotto dei 2 Hz delle vibrazioni trasmesse

dalle ruote posteriori, mentre nel caso esaminato, si ha una lieve attenuazione di quelle trasmesse dalle ruote anteriori a fronte di un incremento della trasmissibilità nel campo tra 3 e 20 Hz.

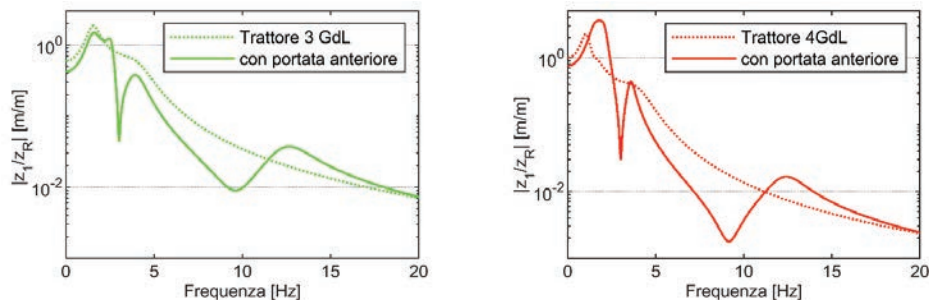
Figura 53
Trasmissibilità ruote trattore – sedile operatore in presenza di operatrice anteriore


(Università degli Studi di Roma La Sapienza - DIMA in collaborazione con Università degli Studi dell'Aquila - DIIE)

La stessa macchina operatrice portata anteriore può essere collegata a diversi trattori. I risultati in Figura 54 mostrano che le considerazioni fatte per i risultati precedenti non sono estendibili a trattori con caratteristiche diverse. Infatti, si può osservare che l'aumento della trasmissibilità che si aveva a bassa frequenza per una macchina portata anteriore collegata a un trattore a 6 GdL è meno pronunciato per il trattore a 3 GdL, mentre rimane elevato per un trattore a 4 GdL.

Figura 54

Trasmissibilità ruote trattore – sedile operatore in presenza di operatrice anteriore



Curve di trasmissibilità tra le ruote posteriori ed il sedile dell'operatore del trattore 3 GdL (sinistra) e 4 GdL (destra) in presenza della stessa macchina operatrice portata anteriore

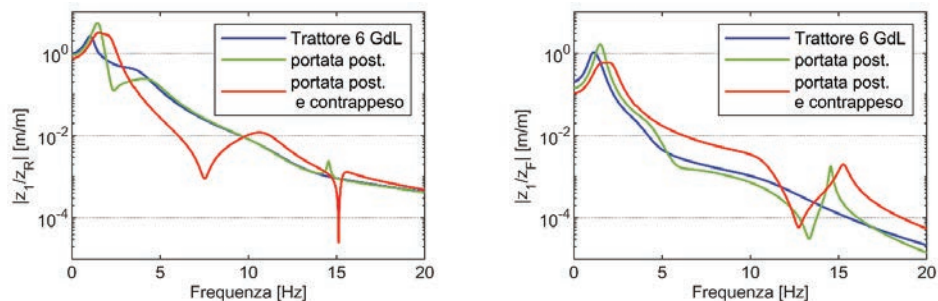
(Università degli Studi di Roma La Sapienza - DIMA in collaborazione con Università degli Studi dell'Aquila - DIIIE)

8.2.2 Effetto del contrappeso anteriore per macchine portate posteriori

Nel caso venga collegata al trattore una macchina operatrice portata posteriore di massa rilevante, viene applicato un contrappeso sull'attacco a tre punti anteriore. La presenza del contrappeso modifica ancora la distribuzione di massa e quindi è opportuno verificarne l'effetto sulle trasmissibilità tra le ruote del trattore e il sedile dell'operatore. In Figura 55, le curve di trasmissibilità evidenziano come la presenza del contrappeso dia luogo ad una variazione del comportamento dinamico della macchina agricola. In particolare, nel caso esaminato, si nota ancora una lieve amplificazione al di sotto dei 2 Hz delle vibrazioni trasmesse dalle ruote posteriori, mentre si ha una lieve attenuazione di quelle trasmesse dalle ruote anteriori a fronte di un incremento della trasmissibilità nel campo tra 3 e 20 Hz.

Figura 55

Trasmissibilità ruote trattore – sedile operatore con operatrice posteriore e contrappeso

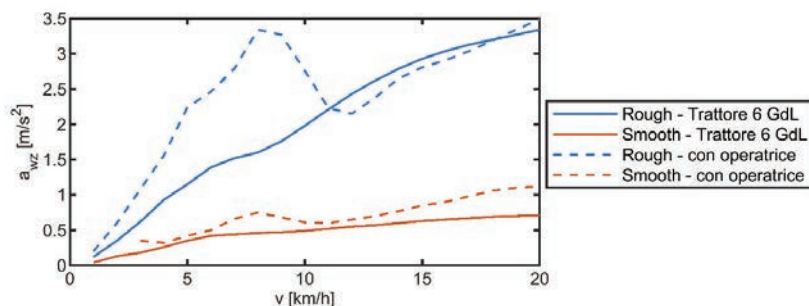


Curve di trasmissibilità tra le ruote (posteriori a sinistra ed anteriori a destra) del trattore ed il sedile dell'operatore in presenza di una macchina operatrice portata posteriore con e senza contrappeso anteriore

(Università degli Studi di Roma La Sapienza - DIMA in collaborazione con Università degli Studi dell'Aquila - DIIIIE)

8.2.3 Effetto di una macchina operatrice sulle accelerazioni trasmesse all'operatore

Il modello di trattore validato nel capitolo precedente può essere utilizzato per valutare l'esposizione dell'operatore alle vibrazioni in termini di valore quadratico medio ponderato dell'accelerazione verticale del sedile (come indicato dalla norma ISO 2631-1). In particolare, mediante il modello numerico è possibile analizzare gli effetti delle diverse condizioni operative e delle diverse configurazioni della macchina agricola. In Figura 56 si mostrano i valori di a_{WZ} per una macchina agricola composta dal solo trattore o dallo stesso trattore con una macchina operatrice portata posteriore. I risultati evidenziano che sul tracciato 'smooth' la presenza della macchina operatrice ha un effetto negativo sulle vibrazioni trasmesse all'operatore, che si incrementano nell'intero intervallo di velocità considerato. Sul tracciato 'rough' la presenza dell'operatrice ha un notevole effetto negativo per velocità al di sotto dei 10 km/h. È interessante osservare, inoltre, il ruolo della velocità sul valore quadratico medio ponderato dell'accelerazione verticale: si evidenzia, infatti, un andamento leggermente crescente sulla pista a risalti 'smooth', mentre sul profilo 'rough' l'andamento risulta essere fortemente crescente.

Figura 56**Effetto della macchina operatrice sull'esposizione alle vibrazioni dell'operatore**

Effetto della velocità di avanzamento del trattore sul valore quadratico medio ponderato dell'accelerazione verticale a_{wz} del sedile per i due tracciati 'smooth' e 'rough' della ISO 5008 in presenza o meno di una macchina operatrice portata

(Università degli Studi di Roma La Sapienza - DIMA in collaborazione con Università degli Studi dell'Aquila - DIIE)

8.3 MODIFICHE AI SISTEMI DI COLLEGAMENTO PER LA RIDUZIONE DELLE VIBRAZIONI SUL SEDILE DELL'OPERATORE

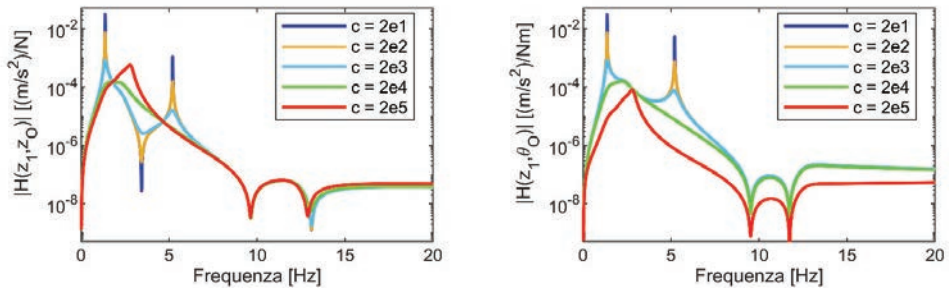
Nei sotto paragrafi che seguono, si mostrano alcune possibili modifiche dei sistemi di collegamento che, apportate in fase di progettazione o in fase di bonifica dell'esistente, possono portare ad una riduzione dei livelli di accelerazione sul sedile dell'operatore.

8.3.1 Attacco anteriore modificato: terzo punto ammortizzato

Una soluzione, spesso adottata, per isolare il trattore dalle vibrazioni dovute alle forzanti agenti sull'operatrice, consiste nell'inserimento di un terzo punto dotato di smorzatore. Nel caso proposto di seguito, si mostrano gli effetti di un terzo punto ammortizzato dell'attacco a tre punti anteriore sulle vibrazioni trasmesse all'operatore.

In Figura 57 si mostra l'inertanza fra lo spostamento del sedile ed una forza (grafico a sinistra), o una coppia (grafico a destra) agente sul baricentro della macchina operatrice portata, per diversi valori di smorzamento di un terzo punto ammortizzato. Si può notare che aumentando lo smorzamento si ha una progressiva riduzione dei picchi dell'inertanza fino ad un valore ottimale ($c=2 \cdot 10^4$ Ns/m). Un ulteriore incremento produce un aumento indesiderato dell'inertanza $|H(z_1, z_0)|$ in corrispondenza dell'antirisonanza originaria del sistema. La macchina operatrice portata ha sulla macchina agricola un effetto riconducibile a quello di un assorbitore dinamico illustrato nel paragrafo 4.1.4.

Figura 57 Influenza sull'inertanza di un terzo punto ammortizzato di un attacco a 3 punti anteriore

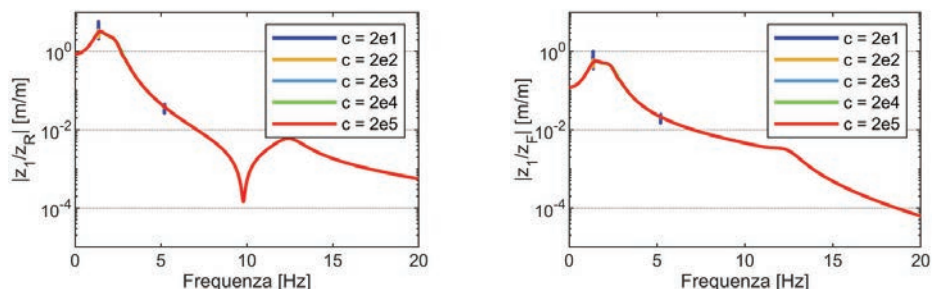


Curve di inertanza per un trattore a 6 GdL calcolate sul sedile dell'operatore per una forzante agente sul baricentro dell'operatrice portata anteriore (forza a sinistra e momento a destra) per diversi valori di smorzamento di un terzo punto ammortizzato

(Università degli Studi di Roma La Sapienza - DIMA in collaborazione con Università degli Studi dell'Aquila - DIIE)

L'analisi delle curve di trasmissibilità mostrate in Figura 58, mostra che l'inserimento di un terzo punto ammortizzato non altera in modo significativo la trasmissione al sedile dell'operatore delle vibrazioni prodotte dall'interazione delle ruote del trattore con il terreno. Quindi, come prevedibile, l'introduzione di uno smorzatore sul terzo punto modifica solo la via di trasmissione tra macchina operatrice e trattore senza modificare la trasmissibilità del trattore stesso.

Figura 58 Influenza sulla trasmissibilità di un terzo punto ammortizzato di un attacco a 3 punti anteriore



Curve di trasmissibilità tra le ruote (posteriori a sinistra ed anteriori a destra) del trattore ed il sedile dell'operatore per diversi valori di smorzamento di un terzo punto ammortizzato

(Università degli Studi di Roma La Sapienza - DIMA in collaborazione con Università degli Studi dell'Aquila - DIIE)

8.4 MODIFICHE AI TRATTORI PER LA RIDUZIONE DELLE VIBRAZIONI SUL SEDILE DELL'OPERATORE

Come già ricordato nel capitolo 5, il parco macchine italiano è piuttosto datato ed una significativa percentuale dei trattori non dispone dei moderni dispositivi per la protezione del conducente.

Tuttavia, le normative ed i limiti imposti dalle leggi a tutela del lavoratore si applicano all'intero parco macchine. Pertanto, mentre i nuovi trattori sono progettati nel rispetto degli obblighi normativi, per i trattori più datati sono spesso necessari degli interventi di bonifica. Tali interventi devono apportare modifiche di possibile implementazione e di costo contenuto.

Dopo un'analisi del sistema e delle criticità è possibile intervenire introducendo degli opportuni sistemi di sospensione per separare la sorgente delle vibrazioni dalla struttura della macchina o l'operatore dalla struttura vibrante. Come mostrato nel capitolo 4 la sospensione deve essere progettata in modo che la frequenza di taglio sia inferiore alla più bassa frequenza di sollecitazione.

Tra gli interventi attuabili in termini di bonifica dell'esistente si possono considerare:

- l'installazione di sospensioni nei punti di fissaggio della cabina al telaio del trattore: si può distinguere in questo caso tra isolamento a bassa frequenza, introducendo dei veri e propri ammortizzatori, o un isolamento ad alta frequenza collegando la cabina al telaio mediante dei silent-block;
- la sostituzione di sedili rigidi con sedili ammortizzati: il sistema introdotto deve essere in grado di ridurre sia le vibrazioni che gli effetti degli urti;
- la sostituzione degli pneumatici: la rigidità e la pressione di gonfiaggio degli pneumatici possono essere scelte in modo da minimizzare le vibrazioni della macchina. Si noti che una riduzione eccessiva della rigidità può portare a elevati movimenti di beccheggio a bassa frequenza.

Tali modifiche, utilizzate singolarmente o meglio combinate tra loro, possono essere sufficienti a rendere il trattore o la macchina agricola nel suo complesso rispondente ai requisiti normativi. Qualora tali modifiche non fossero sufficienti alla riduzione delle criticità, può diventare necessaria la sostituzione del trattore.

8.4.1 Effetto dello smorzamento delle sospensioni sulle vibrazioni del sedile dell'operatore

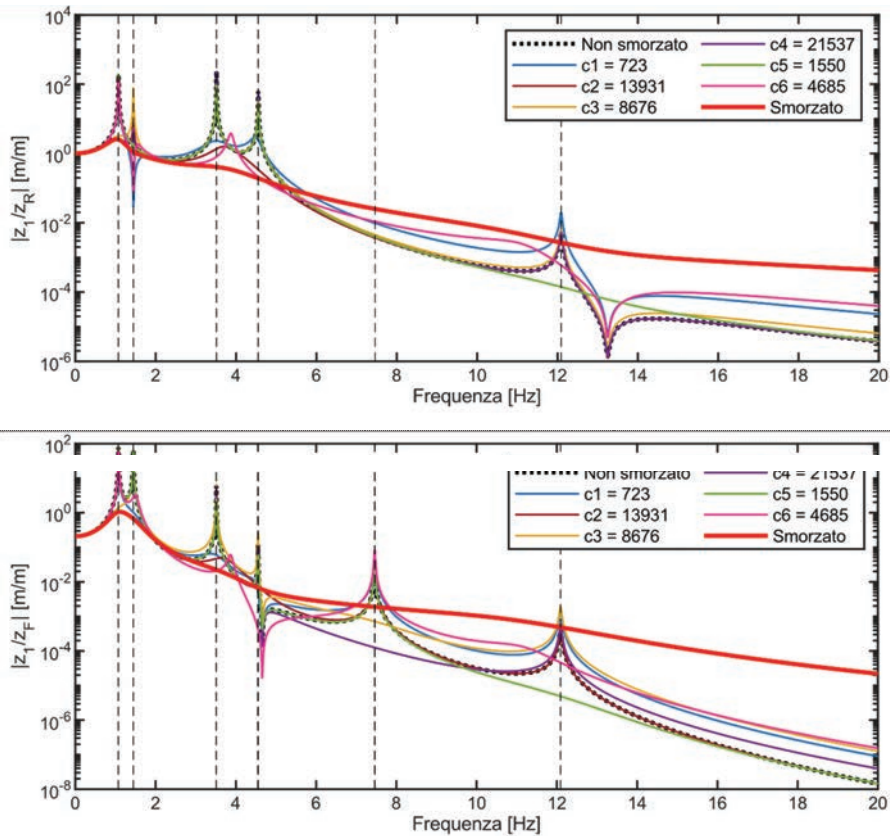
Con riferimento al modello del trattore a 6 GdL mostrato in Figura 46, è possibile analizzare l'effetto di ciascuno smorzatore sulle vibrazioni trasmesse al sedile dell'operatore. A tal fine, si utilizza la trasmissibilità tra ruote del trattore e sedile dell'operatore, partendo dal modello di trattore non smorzato e applicando uno alla volta i singoli smorzatori.

In Figura 59, si mostra come ciascuno smorzatore agisca diversamente sulla trasmissibilità per ciascun modo del sistema. Ad esempio, è chiaramente visibile come lo smorzatore della sospensione del sedile modifichi la trasmissibilità in corrispondenza dei modi 2, 3 e 4 senza influenzare i modi 1, 5 e 6.

Considerando gli effetti combinati di tutti gli smorzatori si ottiene la trasmissibilità del modello a 6 GdL già discussa nel paragrafo 8.1.1.

Figura 59

Influenza dei singoli smorzatori sulla trasmissibilità del trattore a 6 GdL



Curve di trasmissibilità per un trattore a 6 GdL tra il sedile e le ruote del trattore (posteriori a sinistra e anteriori a destra): effetto dei singoli smorzatori sul sistema non smorzato. Le linee tratteggiate verticali indicano le frequenze dei modi del sistema non smorzato

(Università degli Studi di Roma La Sapienza - DIMA in collaborazione con Università degli Studi dell'Aquila - DIIE)

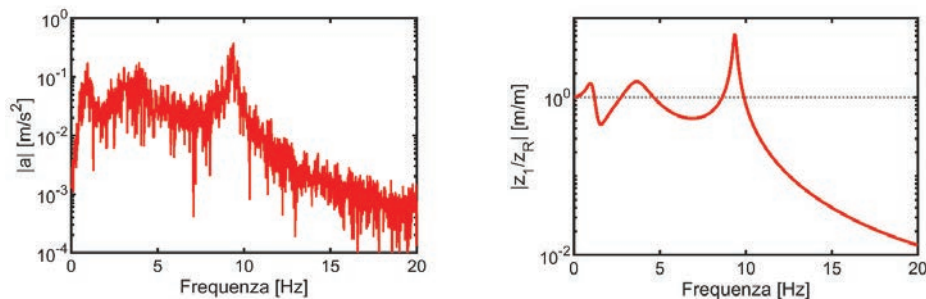
La Tabella 29 mostra gli effetti di ciascuno smorzatore sui fattori di smorzamento modale ζ_{ci} dei modi del trattore. I valori in grassetto indicano le variazioni più rilevanti rispetto ai fattori di smorzamento modale ζ_0 del sistema senza smorzatori. L'ultima colonna mostra fattori di smorzamento modale ζ_{tot} del modello di trattore a 6 GdL di riferimento. L'ultima riga della tabella mostra il valore r.m.s dell'accelerazione ponderata in frequenza del sedile dell'operatore, calcolata secondo la ISO 2631-1 per il trattore che avanza ad una velocità di 6.7 km/h sul tracciato 'rough track' fornito dalla ISO 5008. Questa analisi permette di individuare gli smorzatori che hanno un effetto rilevante sull'attenuazione delle vibrazioni trasmesse all'operatore (nel caso in esame c_1 , c_2 , c_6). Inoltre, è possibile individuare i modi i cui fattori di smorzamento modale sono i più significativi in termini di vibrazioni trasmesse all'operatore: nel caso in esame i modi 2, 3 e 4 sono influenzati da c_1 , c_2 , c_6 , e sono i più significativi in termini di valori di accelerazione r.m.s.

Tabella 29 Influenza dei singoli smorzatori sui fattori di smorzamento modale									
Modo	f [Hz]	ζ_0	ζ_{c1}	ζ_{c2}	ζ_{c3}	ζ_{c4}	ζ_{c5}	ζ_{c6}	ζ_{tot}
1	1.07	0.0002	0.0011	0.0002	0.2136	0.0086	0.0002	0.0008	0.2218
2	1.44	0.0002	0.1810	0.0016	0.0027	0.0004	0.0003	0.0426	0.2539
3	3.51	0.0006	0.0872	0.0826	0.0009	0.0006	0.0014	0.0153	0.2425
4	4.55	0.0007	0.0274	0.1453	0.0007	0.0007	0.0014	>1	>1
5	7.46	0.0012	0.0012	0.0012	0.1967	0.4602	0.0012	0.0012	0.6572
6	12.09	0.0019	0.0020	0.0023	0.0021	0.0019	0.1675	0.0735	0.2446
		a_{wz}^0	a_{wz}^{c1}	a_{wz}^{c2}	a_{wz}^{c3}	a_{wz}^{c4}	a_{wz}^{c5}	a_{wz}^{c6}	a_{wz}^{tot}
	a_{wz} [m/s ²]	19.70	6.44	6.40	18.76	19.37	17.68	5.65	1.54

8.4.2 Inserimento di un sedile ammortizzato

In questo paragrafo si vuole evidenziare come realizzare un dimensionamento di massima di una sospensione del sedile per ridurre l'esposizione alle vibrazioni del conducente del trattore.

Si consideri un trattore cabinato privo di sospensione del sedile e della cabina che provochi una elevata esposizione del conducente alle vibrazioni in termini di accelerazione. In Figura 60, si mostra a sinistra lo spettro dell'accelerazione della risposta al sedile dell'operatore mentre il trattore percorre un tracciato standard ad una velocità di 3 km/h. A destra si mostra la curva di trasmissibilità tra la ruota posteriore del trattore ed il sedile dell'operatore. Si può notare che in corrispondenza dei modi propri del trattore, evidenziati dalla curva di trasmissibilità, anche lo spettro dell'accelerazione ha valori più elevati.

Figura 60**Spettro della risposta al sedile e trasmissibilità ruote posteriori trattore - sedile operatore**

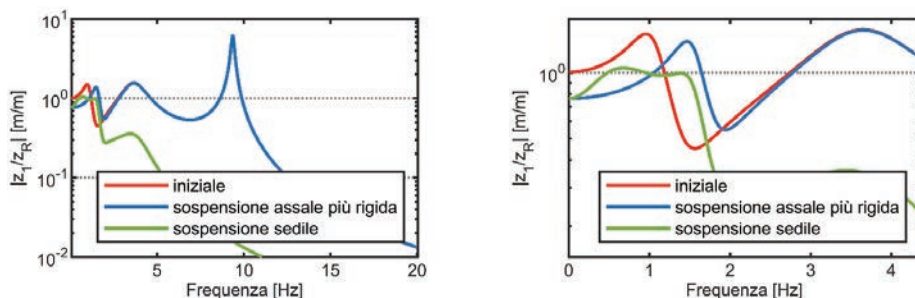
A sinistra, spettro della accelerazione verticale del sedile dell'operatore per un trattore privo di sospensione sedile e cabina che percorre ad una velocità $v=3$ km/h il 'rough track' previsto dalla norma ISO 5008. A destra, curva di trasmissibilità tra ruote posteriori e sedile dell'operatore dello stesso trattore

(Università degli Studi di Roma La Sapienza - DIMA in collaborazione con Università degli Studi dell'Aquila - DIIE)

Volendo attenuare tali vibrazioni, introducendo una sospensione al sedile, è opportuno considerare che, come mostrato nel paragrafo 4.1.1, una sospensione è in grado di attenuare le vibrazioni con pulsazione maggiore di $\sqrt{2} \omega_n$, dove ω_n è la pulsazione propria del sistema sospeso. Ciò comporta che la pulsazione del sistema sospeso deve essere inferiore alle pulsazioni dei modi che si vogliono attenuare. Nel caso in esame, è presente un modo proprio del sistema ad una frequenza relativamente bassa ($f_1 \approx 1$ Hz). Pertanto, volendo attenuare la risposta in corrispondenza di tutti e tre i modi evidenziati dalla trasmissibilità, sarebbe necessario adottare una sospensione del sedile troppo flessibile. È quindi necessario agire preliminarmente su altri elementi del trattore. Analizzando la natura dei modi del trattore e l'influenza dei singoli parametri, si osserva che la frequenza del primo modo è fortemente influenzata dalla rigidità della sospensione dell'assale.

Si può quindi intervenire su tale rigidità per spostare a frequenze più elevate il primo modo del trattore, come mostrato in Figura 61. Il primo modo del sistema ha in questo caso una frequenza ($f_1 \approx 1.4$ Hz) e la trasmissibilità mostra una amplificazione per frequenze maggiori di 1 Hz. A questo punto, è possibile adottare una sospensione del sedile sufficientemente rigida con frequenza naturale $f_n = 0.74$ Hz che consente di avere una attenuazione a partire da $f^* = 1 \text{ Hz} = \sqrt{2} f_n$. La trasmissibilità in questo caso, a seguito dell'inserimento della sospensione del sedile, presenta valori sempre al di sotto dell'unità, eliminando i problemi di amplificazione evidenziati inizialmente.

Figura 61 Ottimizzazione della trasmissibilità ruote posteriori trattore - sedile operatore

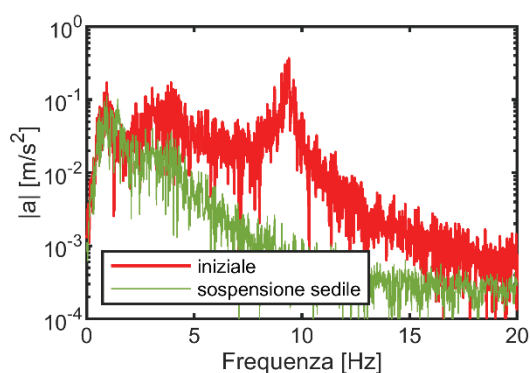


Effetto dell'irrigidimento della sospensione dell'assale anteriore e dell'introduzione della sospensione del sedile sulla trasmissibilità tra ruote posteriori del trattore ed il sedile dell'operatore. A destra si mostra un particolare a bassa frequenza del grafico a sinistra

(Università degli Studi di Roma La Sapienza - DIMA in collaborazione con Università degli Studi dell'Aquila - DIIE)

In Figura 62 si mostra l'effetto delle modifiche sullo spettro dell'accelerazione del sedile.

Figura 62 Effetto della sospensione del sedile sullo spettro della risposta



Effetto dell'irrigidimento della sospensione dell'assale anteriore e dell'introduzione della sospensione del sedile sullo spettro della risposta del sedile dell'operatore per un trattore che percorre ad una velocità $v=3$ km/h il 'rough track' previsto dalla norma ISO 5008

(Università degli Studi di Roma La Sapienza - DIMA in collaborazione con Università degli Studi dell'Aquila - DIIE)

In questo caso, è stata incrementata la rigidità della sospensione dell'assale per riuscire ad attenuare, attraverso la sospensione del sedile, tutti i modi del trattore. Qualora non fosse possibile attuare questo tipo di intervento combinato, la sospensione del sedile potrebbe attenuare solo al di sopra della propria frequenza di taglio introducendo però una amplificazione a frequenze più basse (vedi Figura 18).

8.5 MODIFICHE ALLE MACCHINE OPERATRICI PER LA RIDUZIONE DELLE VIBRAZIONI SUL SEDILE DELL'OPERATORE

Nonostante l'estrema varietà delle macchine operatrici esistenti, è comunque possibile fornire delle indicazioni generali. Lo studio dell'inertanza dalla macchina operatrice al sedile dell'operatore consente infatti di individuare le bande in frequenza più critiche, dove le eventuali sollecitazioni possono essere amplificate o comunque non attenuate. È necessario allora intervenire sulla via di trasmissione o sulla causa delle vibrazioni: nel primo caso introducendo una sospensione tra la sorgente ed il telaio della macchina operatrice, nel secondo caso eliminando la causa (bilanciando gli organi in movimento, regolarizzandone il movimento ed evitando giochi elevati nei collegamenti) o generando delle vibrazioni che siano in grado di annullarne gli effetti (risonatori). Questo tipo di analisi può richiedere un modello più accurato di quello proposto che può essere a parametri concentrati o agli elementi finiti.

8.6 INSONORIZZAZIONE DELLA CABINA PER L'ATTENUAZIONE DELLE MEDIE ALTE FREQUENZE

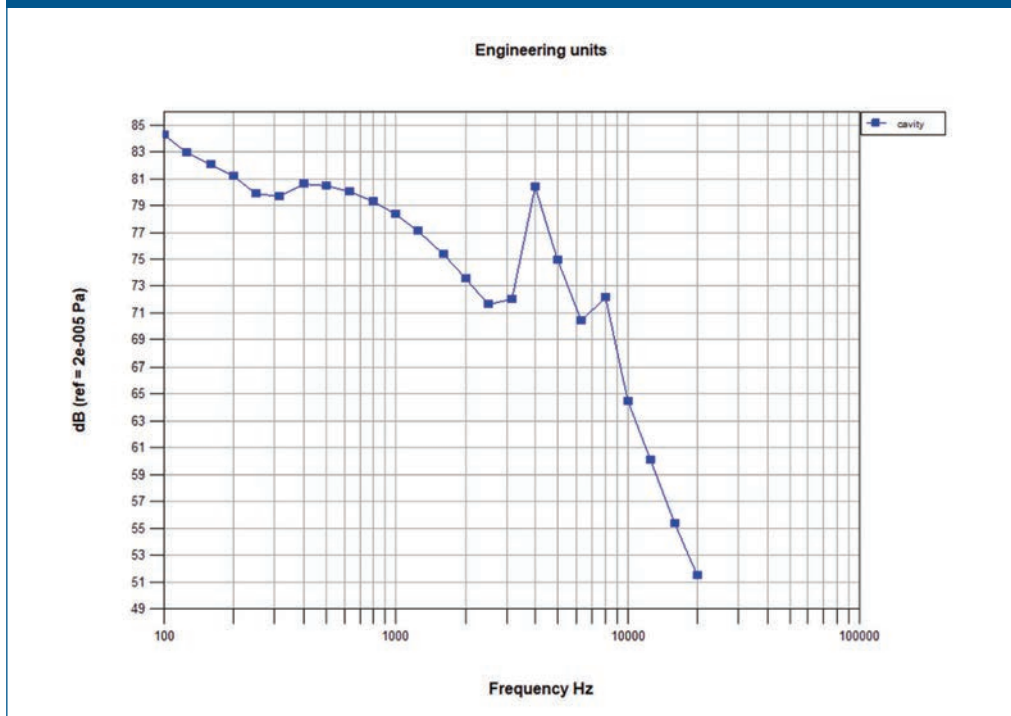
Nel paragrafo 4.2 sono stati illustrati i criteri per una buona progettazione acustica e alcune possibili soluzioni tecniche per ridurre l'esposizione al rumore dell'operatore. Per quanto riguarda le macchine già in opera, una buona manutenzione aiuta a contenere il rumore: ad esempio, sostituendo periodicamente i silenziatori di scarico e i filtri di aspirazione, verificando la lubrificazione delle parti meccaniche in movimento, curando le finiture delle cabine insonorizzate, come ad esempio le guarnizioni dei finestrini o delle portiere.

8.6.1 Progettazione acustica di una cabina di un trattore attraverso la Statistical Energy Analysis

In questo paragrafo si riportano i risultati dell'analisi svolta attraverso il modello SEA di cabina di trattore proposto nel capitolo precedente. Il carico esterno sulla cabina è un carico acustico diffuso di 90 dB per terzo di ottava. L'analisi svolta è in terzi di banda di ottava fra 100 Hz e 20 kHz. In Figura 63 si mostra la pressione acustica nell'abitacolo in funzione della frequenza ottenuta con il modello SEA.

Figura 63

Pressione acustica all'interno dell'abitacolo

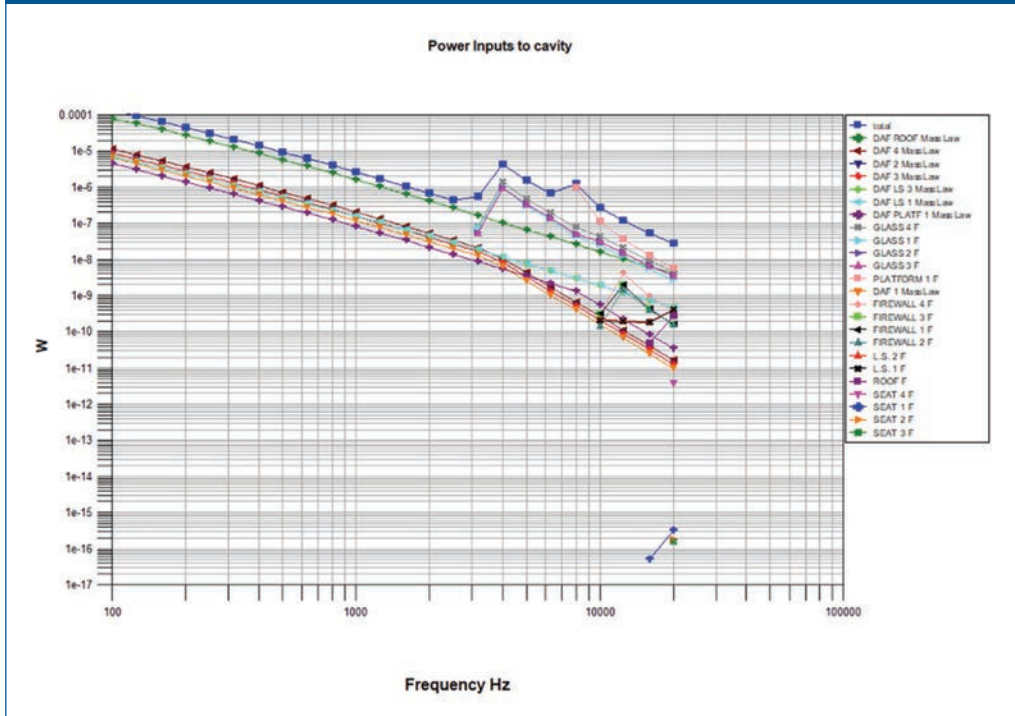


(Università degli Studi di Roma La Sapienza - DIMA in collaborazione con Università degli Studi dell'Aquila - DIIE)

Attraverso l'analisi delle vie di trasmissione dell'energia tra i sottosistemi, è possibile individuare delle modifiche mirate che portino all'abbattimento del rumore all'interno della cabina. La tecnica SEA permette infatti di isolare la migliore configurazione per ottenere il risultato atteso di decremento di livello sonoro con i minori cambiamenti del progetto iniziale. Nel caso specifico, studiando le vie di trasmissione della potenza dai sottosistemi alla cavità acustica della cabina, riportate in Figura 64, si vede come i vetri laterali ed il tetto forniscano il contributo maggiore al rumore in cabina.

Figura 64

Potenza scambiata tra le sottostrutture e la cavità acustica



(Università degli Studi di Roma La Sapienza - DIMA in collaborazione con Università degli Studi dell'Aquila - DIIE)

La modifica effettuata è un incremento della massa di questi due sottosistemi attraverso un aumento di spessore da 0.5 mm ad 1 mm per il tetto e da 4 mm a 5 mm per il vetro. I risultati sono mostrati in Tabella 30 nella quale è riportata la pressione acustica in funzione della frequenza prima e dopo le modifiche degli spessori e la differenza. Il valore di pressione acustica 'overall', a seguito dell'intervento, passa da 88.6 dB(A) a 86.6 dB(A).

Tabella 30 Pressione acustica nella cabina prima e dopo le modifiche di spessore

<i>Hz</i>	<i>Basic conf. [dB(A)]</i>	<i>New conf. 1 [dB(A)]</i>	<i>Difference [dB]</i>
100	65,1	64,2	0,9
125	66,9	63,2	3,7
160	68,7	64,9	3,8
200	70,3	66,3	3,9
250	71,3	67,1	4,1
315	73,0	68,9	4,2
400	75,8	71,9	3,9
500	77,3	73,5	3,8
630	78,1	74,3	3,8
800	78,5	74,6	3,9
1000	78,3	74,4	3,9
1250	77,7	73,7	4,0
1600	76,4	72,5	3,9
2000	74,8	71,4	3,4
2500	73,0	73,5	-0,5
3150	73,2	82,1	-8,9
4000	81,4	76,1	5,3
5000	75,4	71,3	4,1
6300	70,3	66,5	3,9
8000	71,0	70,5	0,5
10000	62,0	60,3	1,7
12500	55,8	53,8	2,0
16000	48,7	46,4	2,4
20000	42,2	39,6	2,6

Anche con una sola modifica di massa localizzata agendo sugli spessori di alcune pannellature si può ottenere una riduzione della pressione acustica all'interno della cabina.

APPENDICI

APPENDICE A - MODELLI A PARAMETRI CONCENTRATI DI TRATTORI GOMMATI

In tutti i modelli riportati nei paragrafi successivi sono evidenziati i seguenti gradi di libertà significativi:

- z_2 e θ_2 sono i gradi di libertà del centro di massa del telaio del trattore e rappresentano i due GdL indipendenti del modello;
- z_1 rappresenta lo spostamento verticale del sedile dell'operatore;
- z_R e z_F rappresentano rispettivamente gli spostamenti verticali degli assi degli pneumatici dovuti alle irregolarità del suolo.

I punti P ed A rappresentano i punti di fissaggio degli elementi costituenti rispettivamente l'attacco a tre punti posteriore e anteriore. In particolare:

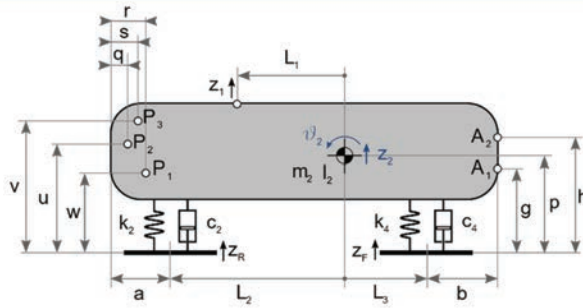
- P_1 è il punto di fissaggio del braccio inferiore dell'attacco a tre punti posteriore;
- P_2 è il punto di fissaggio del terzo punto dell'attacco a tre punti posteriore;
- P_3 è l'asse di rotazione dei dispositivi di sollevamento;
- A_1 è l'incastro del supporto di ancoraggio dell'attacco a tre punti anteriore;
- A_2 è l'appoggio del supporto di ancoraggio dell'attacco a tre punti anteriore.

A.1 TRATTORE SENZA SOSPENSIONI (2 GDL)

In Figura 65 sono riportati i parametri necessari alla modellazione di un trattore senza sistemi di sospensione. In particolare, il sedile è in questo caso un punto appartenente al corpo rigido telaio, pertanto lo spostamento verticale z_1 è dipendente dallo spostamento e rotazione del centro di massa del telaio z_2 , θ_2 .

Figura 65

Trattore a 2 GdL: senza sospensioni



m_2	Massa del trattore
I_2	Inerzia al beccheggio del trattore
k_2	Costante di rigidità degli pneumatici posteriori
c_2	Costante di smorzamento degli pneumatici posteriori
k_4	Costante di rigidità degli pneumatici anteriori
c_4	Costante di smorzamento degli pneumatici anteriori
p	Distanza verticale del c.d.m. del trattore e suolo
L_1	Distanza orizzontale fra il c.d.m. del trattore e il sedile
L_2	Distanza orizzontale fra il c.d.m. del trattore e l'asse delle ruote posteriori
L_3	Distanza orizzontale fra il c.d.m. del trattore e l'asse delle ruote anteriori
a	Distanza orizzontale fra l'asse delle ruote posteriori e l'estremo posteriore del trattore
b	Distanza orizzontale fra l'asse delle ruote anteriori e l'estremo anteriore del trattore
w	Distanza verticale tra P_1 ed il suolo
r	Distanza orizzontale tra P_1 e l'estremo posteriore del trattore
u	Distanza verticale tra P_2 ed il suolo
q	Distanza orizzontale tra P_2 e l'estremo posteriore del trattore
v	Distanza verticale tra P_3 ed il suolo
s	Distanza orizzontale tra P_3 e l'estremo posteriore del trattore
g	Distanza verticale tra A_1 ed il suolo
h	Distanza verticale tra A_2 ed il suolo
D_1	Diametro esterno pneumatici posteriori
D_2	Diametro esterno pneumatici anteriori

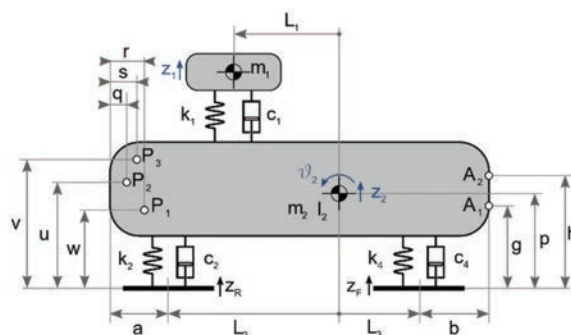
(Università degli Studi di Roma La Sapienza - DIMA in collaborazione con Università degli Studi dell'Aquila - DIIE)

A.2 TRATTORE CON SOSPENSIONE SUL SEDILE (3 GDL)

Rispetto al sistema mostrato in Figura 65, nel modello in Figura 66 lo spostamento verticale del sedile z_1 è considerato un grado di libertà indipendente, in quanto il sedile è sospeso.

Figura 66

Trattore a 3 GdL: sospensione sul sedile



m_1	Massa del sedile
k_1	Costante di rigidità della sospensione del sedile
c_1	Costante di smorzamento della sospensione del sedile
m_2	Massa del trattore
l_2	Inerzia al beccheggio del trattore
k_2	Costante di rigidità degli pneumatici posteriori
c_2	Costante di smorzamento degli pneumatici posteriori
k_4	Costante di rigidità degli pneumatici anteriori
c_4	Costante di smorzamento degli pneumatici anteriori
p	Distanza verticale del c.d.m. del trattore e suolo
L_1	Distanza orizzontale fra il c.d.m. del trattore e il sedile
L_2	Distanza orizzontale fra il c.d.m. del trattore e l'asse delle ruote posteriori
L_3	Distanza orizzontale fra il c.d.m. del trattore e l'asse delle ruote anteriori
a	Distanza orizzontale fra l'asse delle ruote posteriori e l'estremo posteriore del trattore
b	Distanza orizzontale fra l'asse delle ruote anteriori e l'estremo anteriore del trattore
w	Distanza verticale tra P_1 ed il suolo
r	Distanza orizzontale tra P_1 e l'estremo posteriore del trattore
u	Distanza verticale tra P_2 ed il suolo
q	Distanza orizzontale tra P_2 e l'estremo posteriore del trattore
v	Distanza verticale tra P_3 ed il suolo
s	Distanza orizzontale tra P_3 e l'estremo posteriore del trattore
g	Distanza verticale tra A_1 ed il suolo
h	Distanza verticale tra A_2 ed il suolo
D_1	Diametro esterno pneumatici posteriori
D_2	Diametro esterno pneumatici anteriori

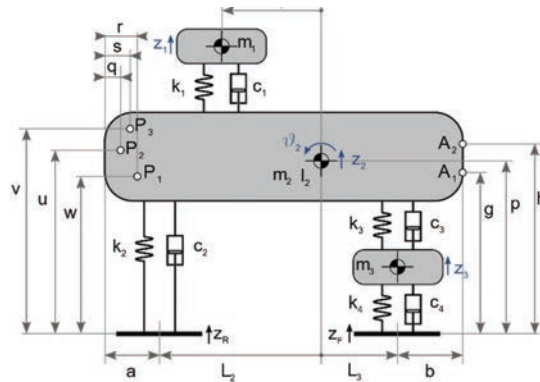
(Università degli Studi di Roma La Sapienza - DIMA in collaborazione con Università degli Studi dell'Aquila - DIIE)

A.3 TRATTORE CON SOSPENSIONE SUL SEDILE E SULL'ASSALE (4 GDL)

Rispetto ai modelli precedenti il modello mostrato in Figura 67 considera la presenza della sospensione dell'assale anteriore e quindi si introduce un ulteriore grado di libertà indipendente z_3 che rappresenta lo spostamento verticale dell'assale.

Figura 67

Trattore a 4 GdL: sospensione sul sedile e sull'assale



m_1	Massa del sedile
k_1	Costante di rigidità della sospensione del sedile
c_1	Costante di smorzamento della sospensione del sedile
m_2	Massa del trattore
I_2	Inerzia al beccheggio del trattore
k_2	Costante di rigidità degli pneumatici posteriori
c_2	Costante di smorzamento degli pneumatici posteriori
m_3	Massa dell'assale anteriore
k_3	Costante di rigidità della sospensione dell'assale
c_3	Costante di smorzamento della sospensione dell'assale
k_4	Costante di rigidità degli pneumatici anteriori
c_4	Costante di smorzamento degli pneumatici anteriori
p	Distanza verticale del c.d.m. del trattore e suolo
L_1	Distanza orizzontale fra il c.d.m. del trattore e il sedile
L_2	Distanza orizzontale fra il c.d.m. del trattore e l'asse delle ruote posteriori
L_3	Distanza orizzontale fra il c.d.m. del trattore e l'asse delle ruote anteriori
a	Distanza orizzontale fra l'asse delle ruote posteriori e l'estremo posteriore del trattore
b	Distanza orizzontale fra l'asse delle ruote anteriori e l'estremo anteriore del trattore
w	Distanza verticale tra P_1 ed il suolo
r	Distanza orizzontale tra P_1 e l'estremo posteriore del trattore
u	Distanza verticale tra P_2 ed il suolo
q	Distanza orizzontale tra P_2 e l'estremo posteriore del trattore
v	Distanza verticale tra P_3 ed il suolo
s	Distanza orizzontale tra P_3 e l'estremo posteriore del trattore
g	Distanza verticale tra A_1 ed il suolo
h	Distanza verticale tra A_2 ed il suolo
D_1	Diametro esterno pneumatici posteriori
D_2	Diametro esterno pneumatici anteriori

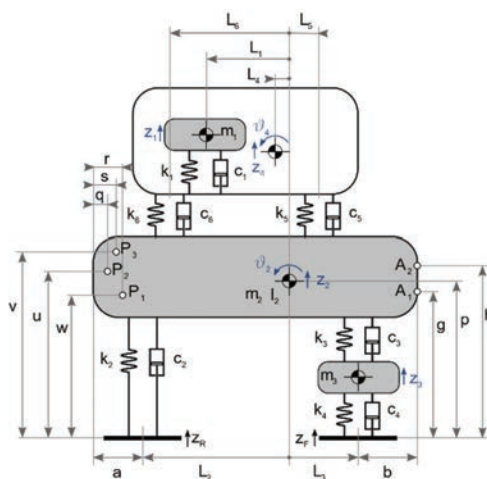
(Università degli Studi di Roma La Sapienza - DIMA in collaborazione con Università degli Studi dell'Aquila - DIIE)

A.4 TRATTORE CON SOSPENSIONE SUL SEDILE, SULL'ASSALE E SULLA CABINA (6 GDL)

Rispetto ai modelli precedenti, il modello mostrato in Figura 68 considera la presenza della cabina sospesa in due punti, che comporta l'introduzione di due ulteriori gradi di libertà indipendenti: lo spostamento verticale del centro di massa della cabina z_4 e la rotazione θ_4 .

Figura 68

Trattore a 6 GdL: sospensione sul sedile, sull'assale e sulla cabina



m_1	Massa del sedile
k_1	Costante di rigidità della sospensione del sedile
c_1	Costante di smorzamento della sospensione del sedile
m_2	Massa del trattore
I_2	Inerzia al beccheggio del trattore
k_2	Costante di rigidità degli pneumatici posteriori
c_2	Costante di smorzamento degli pneumatici posteriori
m_3	Massa dell'assale anteriore
k_3	Costante di rigidità della sospensione dell'assale
c_3	Costante di smorzamento della sospensione dell'assale
k_4	Costante di rigidità degli pneumatici anteriori
c_4	Costante di smorzamento degli pneumatici anteriori
m_4	Massa della cabina
I_4	Inerzia al beccheggio della cabina
k_5	Costante di rigidità della sospensione anteriore della cabina
c_5	Costante di smorzamento della sospensione anteriore della cabina
k_6	Costante di rigidità della sospensione posteriore della cabina
c_6	Costante di smorzamento della sospensione posteriore della cabina
p	Distanza verticale del c.d.m. del trattore e suolo
L_1	Distanza orizzontale fra il c.d.m. del trattore e il sedile
L_2	Distanza orizzontale fra il c.d.m. del trattore e l'asse delle ruote posteriori
L_3	Distanza orizzontale fra il c.d.m. del trattore e l'asse delle ruote anteriori
L_4	Distanza tra c.d.m. trattore e c.d.m. della cabina
L_5	Distanza tra c.d.m. trattore e sospensione anteriore della cabina
L_6	Distanza tra c.d.m. trattore e sospensione posteriore della cabina

(Università degli Studi di Roma La Sapienza - DIMA in collaborazione con Università degli Studi dell'Aquila - DIIE)

a	Distanza orizzontale fra l'asse delle ruote posteriori e l'estremo posteriore del trattore
b	Distanza orizzontale fra l'asse delle ruote anteriori e l'estremo anteriore del trattore
w	Distanza verticale tra P_1 ed il suolo
r	Distanza orizzontale tra P_1 e l'estremo posteriore del trattore
u	Distanza verticale tra P_2 ed il suolo
q	Distanza orizzontale tra P_2 e l'estremo posteriore del trattore
v	Distanza verticale tra P_3 ed il suolo
s	Distanza orizzontale tra P_3 e l'estremo posteriore del trattore
g	Distanza verticale tra A_1 ed il suolo
h	Distanza verticale tra A_2 ed il suolo
D₁	Diametro esterno pneumatici posteriori
D₂	Diametro esterno pneumatici anteriori

APPENDICE B - MODELLI A PARAMETRI CONCENTRATI DI MACCHINE OPERATRICI

In tutti i modelli riportati nei paragrafi successivi sono evidenziati i seguenti gradi di libertà significativi:

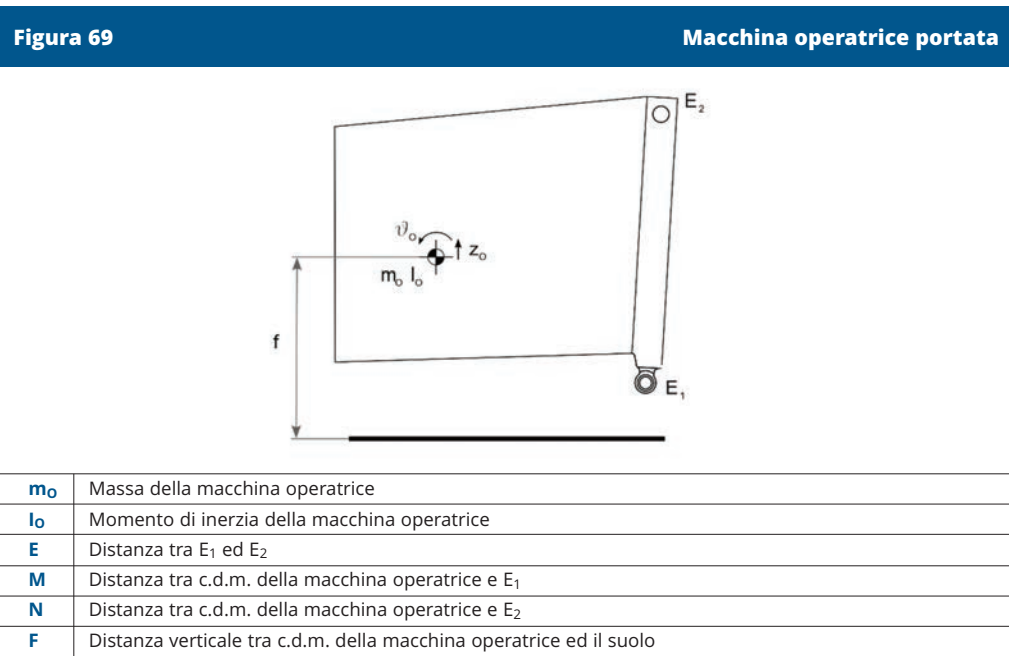
- z_o e θ_o sono i gradi di libertà del centro di massa dell'operatrice e rappresentano i due GdL indipendenti del modello-

I punti E rappresentano i punti di fissaggio della macchina operatrice agli elementi costituenti l'attacco a tre punti posteriore o anteriore:

- E_1 è il punto di fissaggio dell'operatrice al terzo punto;
- E_2 è il punto di fissaggio dell'operatrice al braccio inferiore.

B.1 MACCHINA OPERATRICE PORTATA

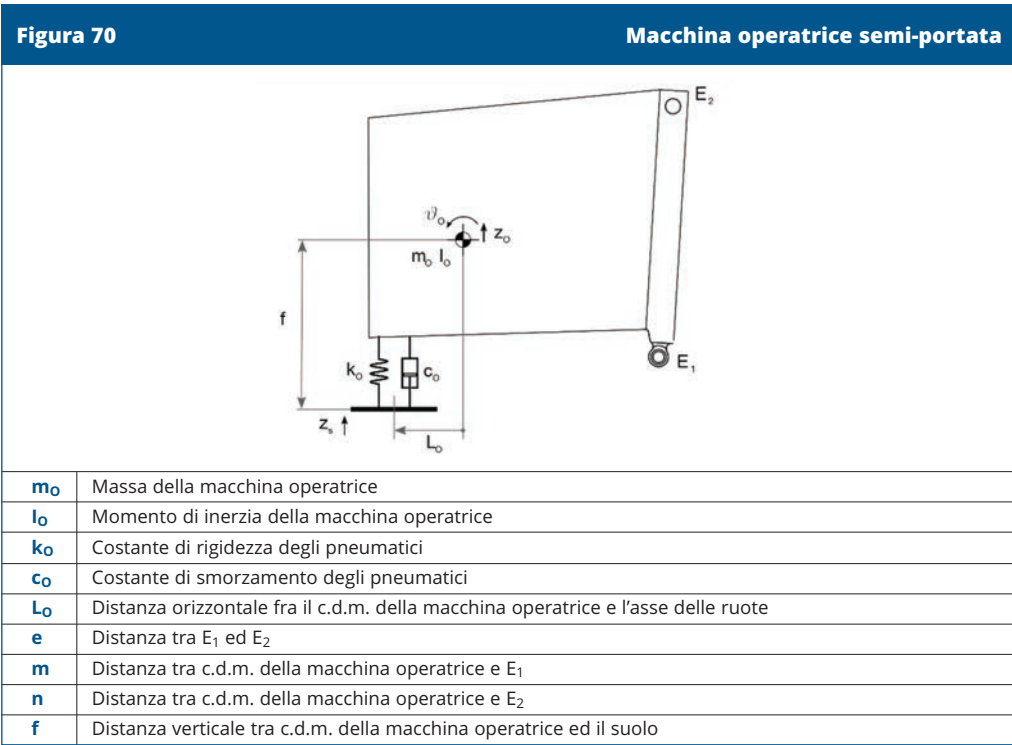
In Figura 69 sono riportati i parametri necessari alla modellazione di una macchina operatrice portata modellata come un unico corpo rigido.



(Università degli Studi di Roma La Sapienza - DIMA in collaborazione con Università degli Studi dell'Aquila - DIIE)

B.2 MACCHINA OPERATRICE SEMI-PORTATA

In Figura 70 sono riportati i parametri necessari alla modellazione di una macchina operatrice semi-portata modellata come un unico corpo rigido. Rispetto al modello in Figura 69 si introduce un grado di libertà z_o relativo allo spostamento verticale dell’asse degli pneumatici dovuto alle irregolarità del suolo.



(Università degli Studi di Roma La Sapienza - DIMA in collaborazione con Università degli Studi dell'Aquila - DIIE)

APPENDICE C - MODELLI DI ATTACCHI A TRE PUNTI

In tutti i modelli di attacco a tre punti riportati nei paragrafi seguenti sono evidenziati i punti di attacco al trattore ed i punti di attacco alla macchina operatrice:

- P_1 è il punto di fissaggio del braccio inferiore dell'attacco a tre punti posteriore;
- P_2 è il punto di fissaggio del terzo punto dell'attacco a tre punti posteriore;
- P_3 è l'asse di rotazione dei dispositivi di sollevamento;
- A_1 è l'incastro del supporto di ancoraggio dell'attacco a tre punti anteriore;
- A_2 è l'appoggio del supporto di ancoraggio dell'attacco a tre punti anteriore;
- E_1 è il punto di fissaggio dell'operatrice al terzo punto;
- E_2 è il punto di fissaggio dell'operatrice al braccio inferiore.

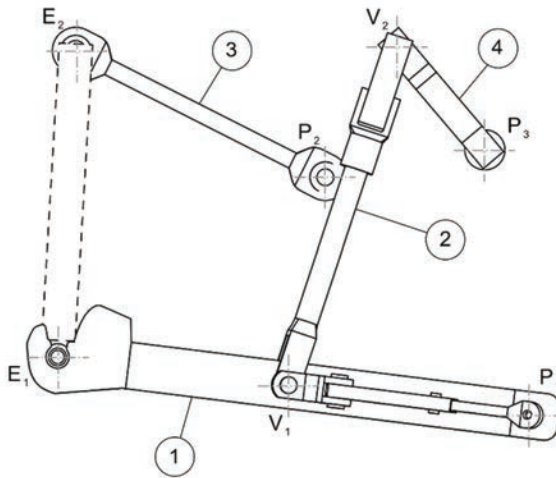
Le posizioni dei punti P, A ed E sono determinate dai dati definiti per il trattore e per la macchina operatrice.

C.1 ATTACCO A TRE PUNTI POSTERIORE

In Figura 71 è riportato uno schema dell'attacco a tre punti posteriore in cui sono individuate le sottostrutture componenti. Per ciascuna di esse si indicano le matrici ridotte ed i nodi di interfaccia con le altre sottostrutture. Per la determinazione della configurazione assunta dall'attacco è necessario considerare la posizione dei nodi P sul trattore e dei nodi E sulla macchina operatrice unitamente alle dimensioni indicate in Figura 71.

Figura 71

Attacco a tre punti posteriore



1 - bracci inferiori

2 - tiranti verticali

3 - terzo punto

4 - sollevatori

$M_{a,1}$	Matrice di massa ridotta del braccio inferiore
$K_{a,1}$	Matrice di rigidezza ridotta del braccio inferiore
$GdL_{a,1}$	Vettore dei gradi di libertà del super-elemento braccio inferiore
$M_{a,2}$	Matrice di massa ridotta del tirante verticale
$K_{a,2}$	Matrice di rigidezza ridotta del tirante verticale
$GdL_{a,2}$	Vettore dei gradi di libertà del super-elemento tirante verticale
$M_{a,3}$	Matrice di massa ridotta del terzo punto
$K_{a,3}$	Matrice di rigidezza ridotta del terzo punto
$GdL_{a,3}$	Gradi di libertà del super-elemento terzo punto
$M_{a,4}$	Matrice di massa ridotta del braccio del sollevatore
$K_{a,4}$	Matrice di rigidezza ridotta del braccio del sollevatore
$GdL_{a,4}$	Vettore dei gradi di libertà del super-elemento braccio del sollevatore
α^p	Coefficiente di smorzamento proporzionale alla massa
β^p	Coefficiente di smorzamento proporzionale alla rigidezza
E_1P_1	Lunghezza del braccio inferiore
V_1P_1	Distanza tra V_1 e P_1
$E_1P_1V_1$	Angolo formato tra E_1 , P_1 e V_1 (> 0 se antiorario)
V_1V_2	Lunghezza del tirante verticale
V_2V_3	Lunghezza del braccio del sollevatore
E_2P_2	Lunghezza del terzo punto

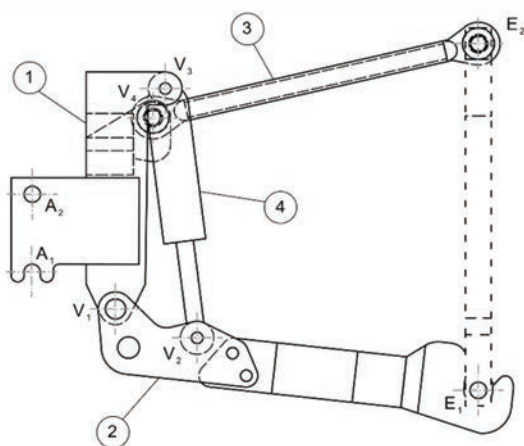
(Università degli Studi di Roma La Sapienza - DIMA in collaborazione con Università degli Studi dell'Aquila - DIIE)

C.2 ATTACCO A TRE PUNTI ANTERIORE

In Figura 72 è riportato uno schema dell'attacco a tre punti anteriore in cui sono individuate le sottostrutture componenti. Per ciascuna di esse si indicano le matrici ridotte ed i nodi di interfaccia con le altre sottostrutture. Sono inoltre indicate le dimensioni necessarie a determinare la configurazione spaziale del meccanismo. La configurazione assunta dall'attacco è univocamente determinata dalla posizione dei punti A sul trattore e dalla posizione dei punti E della macchina operatrice.

Figura 72

Attacco a tre punti anteriore



- 1- supporto di ancoraggio
- 2- bracci inferiori
- 3- terzo punto
- 4- cilindri di sollevamento

$M_{a,1}$	Matrice di massa ridotta del supporto di ancoraggio
$K_{a,1}$	Matrice di rigidezza ridotta del supporto di ancoraggio
$GdL_{a,1}$	Vettore dei gradi di libertà del super-elemento supporto di ancoraggio
$M_{a,2}$	Matrice di massa ridotta del braccio inferiore
$K_{a,2}$	Matrice di rigidezza ridotta del braccio inferiore
$GdL_{a,2}$	Vettore dei gradi di libertà del super-elemento braccio inferiore
$M_{a,3}$	Matrice di massa ridotta del terzo punto
$K_{a,3}$	Matrice di rigidezza ridotta del terzo punto
$GdL_{a,3}$	Gradi di libertà del super-elemento terzo punto
$M_{a,4}$	Matrice di massa ridotta del cilindro di sollevamento
$K_{a,4}$	Matrice di rigidezza ridotta del cilindro di sollevamento
$GdL_{a,4}$	Vettore dei gradi di libertà del super-elemento cilindro di sollevamento
α^p	Coefficiente di smorzamento proporzionale alla massa
β^p	Coefficiente di smorzamento proporzionale alla rigidezza
$(A_2V_1)_x$	Posizione orizzontale di V_1 rispetto ad A_2 (> 0 se V_1 è a destra di A_1)
$(A_2V_1)_y$	Posizione verticale di V_1 rispetto ad A_2 (> 0 se V_1 è più in alto di A_1)
$(A_2V_3)_x$	Posizione orizzontale di V_3 rispetto ad A_2 (> 0 se V_3 è a destra di A_1)
$(A_2V_3)_y$	Posizione verticale di V_3 rispetto ad A_2 (> 0 se V_3 è più in alto di A_1)

(Università degli Studi di Roma La Sapienza - DIMA in collaborazione con Università degli Studi dell'Aquila - DIIE)

$(A_2V_4)_x$	Posizione orizzontale di V_4 rispetto ad A_2 (> 0 se V_4 è a destra di A_1)
$(A_2V_4)_y$	Posizione verticale di V_4 rispetto ad A_2 (> 0 se V_4 è più in alto di A_1)
E_1V_1	Lunghezza del braccio inferiore
V_1V_2	Distanza tra V_1 e V_2
$E_1V_1V_2$	Angolo formato tra E_1 , V_1 e V_2 (> 0 se antiorario)
V_3V_2	Lunghezza dei cilindri di sollevamento
E_2V_4	Lunghezza del terzo punto

C.2.1 Terzo punto ammortizzato

Per la modellazione di un terzo punto ammortizzato si considera al posto dei dati relativi al superelemento rappresentativo del terzo punto (matrici $M_{a,3}$, $K_{a,3}$ e vettore dei GdL) i parametri di rigidezza assiale k_{tp} , il coefficiente di smorzamento viscoso dell'ammortizzatore c_{tp} e la massa m_{tp} che in questo caso si considera divisa e concentrata nei punti V_4 ed E_2 . La definizione di tutte le altre grandezze riportate in Figura 72 rimane invariata.

APPENDICE D - MODELLO DI MACCHINA TRAINATA E DI GANCIO DI TRAINO

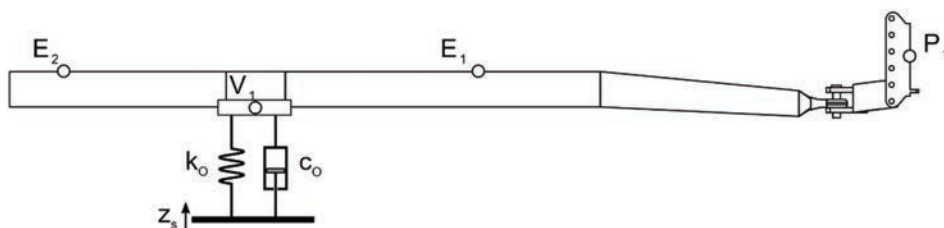
Nel modello di macchina trainata sono evidenziati il punto di attacco al trattore ed i punti di attacco alla macchina operatrice:

- P_1 è il punto di fissaggio del braccio inferiore dell'attacco a tre punti posteriore;
- E_1 è il punto di fissaggio dell'operatrice al terzo punto;
- E_2 è il punto di fissaggio dell'operatrice al braccio inferiore.

In Figura 73 è riportato uno schema di un telaio di una macchina operatrice trainata con le grandezze necessarie alla modellazione. Il telaio costituisce una sottostruttura per la quale è necessario fornire le matrici ridotte ed i nodi di interfaccia con le altre sottostrutture. Il punto V_1 rappresenta il punto di connessione tra il telaio e l'assale degli pneumatici.

Figura 73

Modello di telaio di macchina trainata



M_g	Matrice di massa ridotta del telaio
K_g	Matrice di rigidità ridotta del telaio
GdL_g	Vettore dei gradi di libertà del super-elemento telaio
k_o	Costante di rigidità degli pneumatici dell'assale
c_o	Costante di smorzamento degli pneumatici dell'assale

(Università degli Studi di Roma La Sapienza - DIMA in collaborazione con Università degli Studi dell'Aquila - DIIE)

APPENDICE E - METODO DI RIDUZIONE MODALE DI CRAIG-BAMPTON

Dato un sistema la cui equazione del moto è data da:

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{f\}$$

Per esprimere i GdL della sottostruttura, modellata ad esempio agli elementi finiti, attraverso un insieme di coordinate generalizzate, si procede distinguendo i GdL fisici come segue:

$$\{u\} = \begin{Bmatrix} u_b \\ u_i \end{Bmatrix}$$

in cui u_i raccoglie i GdL interni (internal) e u_b quelli di interfaccia (boundary). L'equazione del moto di un sistema non smorzato, pertanto, può essere anch'essa partizionata come segue:

$$\begin{bmatrix} M_{bb} & M_{bi} \\ M_{ib} & M_{ii} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{u}_b \\ \ddot{u}_i \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{bb} & K_{bi} \\ K_{ib} & K_{ii} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_b \\ u_i \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_b \\ 0 \end{Bmatrix}$$

dove le forze (esterne o di reazione con le altre parti del sistema) agiscono solo in corrispondenza dei nodi di interfaccia.

Trascurando inizialmente la componente delle forze di inerzia si possono esprimere i gradi di libertà interni in funzione dei gradi di libertà di interfaccia utilizzando la seconda riga dell'equazione precedente:

$$u_i = -K_{ii}^{-1} K_{ib} u_b$$

Per tener conto degli aspetti dinamici, invece si risolve il problema agli autovalori della sottostruttura con i gradi di libertà di interfaccia u_b bloccati:

$$K_{ii} \psi_i = \omega^2 M_{ii} \psi_i$$

da cui si ottiene la matrice degli autovettori ψ che rappresentano i modi di vibrazione della sottostruttura con i gradi di libertà di interfaccia u_b bloccati. Per rappresentare il comportamento dinamico di una sottostruttura in una determinata banda di frequenza non sono necessari tutti i modi di vibrazione.

Pertanto, i GdL fisici della sottostruttura possono essere approssimati come:

$$u = \begin{bmatrix} I & 0 \\ -K_{ii}^{-1} K_{ib} & \Psi_m \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_b \\ q_m \end{Bmatrix} = \Gamma q$$

In cui q_m è un sottoinsieme dei GdL modali e ψ_m la matrice degli autovettori corrispondenti.

La matrice di trasformazione Γ permette di ridurre le matrici di massa e rigidezza del sottosistema:

$$\tilde{M} = \Gamma^T M \Gamma$$

$$\tilde{K} = \Gamma^T K \Gamma$$

BIBLIOGRAFIA E NORME TECNICHE

- [1] UNI EN ISO 12100:2010 - Sicurezza del macchinario - Principi generali di progettazione - Valutazione del rischio e riduzione del rischio.
- [2] UNI CEN/TR 15172-1:2008 - Vibrazioni al corpo intero - Linee guida per la riduzione del rischio da vibrazione - Parte 1: Metodo tecnico progettuale per la progettazione delle macchine.
- [3] UNI EN ISO 11688-1:2009 - Acustica - Suggerimenti pratici per la progettazione delle macchine e delle apparecchiature a bassa emissione di rumore - Parte 1: Pianificazione.
- [4] Ente nazionale per la meccanizzazione agricola. Produzione documentale tecnica sulla problematica delle vibrazioni connessa all'uso delle macchine agricole. Roma: ENAMA; 2005.
- [5] Boshuizen H, Bongers P, Husshof CTJ. Self-reported back pain in tractor drivers exposed to whole-body vibration. *Int. Arch. Occup. Environ. Health.* 1990;62:109-15.
- [6] Bovenzi M, Betta A. Low-back disorders in agricultural tractors drivers exposed to whole-body vibration and postural stress. *Appl. Ergon.* 1994;24(6):231-41.
- [7] Toren A, Oberg K, Lembke B, Enlund K, Rask-Andersen A. Tractor driving hour and their relation to self-reported low-back and hip symptoms. *Appl. Ergon.* 2002;33:139-46.
- [8] Walker-Bone K, Palmer K. Musculoskeletal disorders in farmers and farm workers. *Occup. Med.* 2002;52(8):441-50.
- [9] Solecki L. Assessment of annual exposure of private farmers to whole body mechanical vibration on selected family farms of plant production profile. *Ann. Agric. Environ. Med.* 2010;17:243-50.
- [10] Solecki L. Low back pain among farmers exposed to whole body vibration: a literature review. *Med. Pr.* 2011;62(2):187-202.
- [11] ISO 2041:2018 - Mechanical vibration, shock and condition monitoring - Vocabulary.
- [12] ISO 5805:1997 - Mechanical vibration and shock - Human exposure - Vocabulary.
- [13] UNI EN ISO 5349-1:2004 - Vibrazioni meccaniche - Misurazione e valutazione dell'esposizione dell'uomo alle vibrazioni trasmesse alla mano - Parte 1: Requisiti generali.
- [14] UNI EN ISO 5349-2:2015 - Vibrazioni meccaniche - Misurazione e valutazione dell'esposizione dell'uomo alle vibrazioni trasmesse alla mano - Parte 2: Guida pratica per la misurazione al posto di lavoro.
- [15] UNI ISO 2631-1:2014 - Vibrazioni meccaniche e urti - Valutazione dell'esposizione dell'uomo alle vibrazioni trasmesse al corpo intero - Parte 1: Requisiti generali.
- [16] UNI EN ISO 8041-1:2017 - Risposta degli esseri umani alle vibrazioni - Strumenti di misurazione - Parte 1: Strumenti per la misura di vibrazioni per uso generale.

- [17] ISO 5347 - Methods for the calibration of vibration and shock pick-ups.
- [18] UNI ISO 5348:2007 - Vibrazioni meccaniche e urti - Montaggio meccanico degli accelerometri.
- [19] UNI EN 30326-1:2012 - Vibrazioni meccaniche - Metodo di laboratorio per la valutazione delle vibrazioni sui sedili dei veicoli - Parte 1: Requisiti di base.
- [20] ISO 5008:2002 - Agricultural wheeled tractors and field machinery - Measurement of whole-body vibration of the operator.
- [21] UNI EN ISO 3744:2010 - Acustica - Determinazione dei livelli di potenza sonora e dei livelli di energia sonora delle sorgenti di rumore mediante misurazione della pressione sonora.
- [22] UNI EN ISO 11200:2009 - Acustica - Rumore emesso dalle macchine e dalle apparecchiature - Linee guida per l'uso delle norme di base per la determinazione dei livelli di pressione sonora al posto di lavoro e in altre specifiche posizioni.
- [23] UNI EN ISO 11201:2010 - Acustica - Rumore emesso dalle macchine e dalle apparecchiature - Determinazione dei livelli di pressione sonora di emissione al posto di lavoro e in altre specifiche posizioni.
- [24] UNI EN ISO 11202:2010 - Acustica - Rumore emesso dalle macchine e dalle apparecchiature - Determinazione dei livelli di pressione sonora di emissione al posto di lavoro e in altre specifiche posizioni applicando correzioni ambientali.
- [25] UNI EN ISO 11203:2009 - Acustica - Rumore emesso dalle macchine e dalle apparecchiature - Determinazione dei livelli di pressione sonora al posto di lavoro e in altre specifiche posizioni sulla base del livello di potenza sonora.
- [26] UNI EN ISO 11204:2010 - Acustica - Rumore emesso dalle macchine e dalle apparecchiature - Determinazione dei livelli di pressione sonora di emissione al posto di lavoro e in altre specifiche posizioni applicando correzioni ambientali accurate.
- [27] Simon B, Ewins D, Singiresu R. Encyclopedia of Vibration. 1st Ed. San Diego: Academic Press; 2001.
- [28] FederUnacoma - Federazione nazionale costruttori macchine per l'agricoltura. Consultabile su: <https://www.federunacoma.it/it/informati/statistiche-meccanizzazione-agricola-in-italia.php>
- [29] Peretti A, Bonomini F, P. di Bisceglie A et al. Vibration analysis on agricultural tractors in normal working conditions and in predetermined conditions. Rivista Italiana di Acustica. 2015;39(3):90-103.
- [30] ISO 6489-2:2002 - Agricultural vehicles - Mechanical connections between towed and towing vehicles - Part 2: Specifications for clevis coupling 40.
- [31] ISO 5692-2:2002 - Agricultural vehicles - Mechanical connections on towed vehicles - Part 2: Coupling ring 40 with socket.
- [32] ISO 500-1:2004 - Agricultural tractors - Rear-mounted power take-off types 1, 2 and 3 General specifications, safety requirements, dimensions for master shield and clearance zone.
- [33] De Klerk D, Rixen DJ, Voormeeren SN. General framework for Dynamic Substructuring: History, Review and Classification of Techniques. AIAA Journal. 2008;46(5): 1169-81.

- [34] ISO 730:2009 - Agricultural wheeled tractors - Rear-mounted three-point linkage - Categories 1N, 1, 2N, 2, 3N, 3, 4N and 4.
- [35] ISO 8759-4:2018 - Agricultural tractors - Front-mounted equipment - Part 4: Three-point linkage.
- [36] ISO 2332:2009 - Agricultural tractors and machinery - Connection of implements via three-point linkage - Clearance zone around implement.
- [37] Craig RR, Bampton MCC. Coupling of Substructures for Dynamic Analysis. AIAA Journal. 1968;6:1313-19.
- [38] Friswell M, Mottershead JE. Finite element model updating in structural dynamics. Springer; 2010.
- [39] Milana S, Fregolent A, Culla A, D'Ambrogio W. Cabin tractor acoustic design at mid-high frequency by statistical energy analysis. 47th International Congress and Exposition on Noise Control Engineering: Impact of Noise Control Engineer. Chicago, Illinois, USA, 26-29 August 2018. pp 3508-14.

ACRONIMI

A3P_A	Attacco a 3 punti anteriore
A3P_P	Attacco a 3 punti posteriore
BEM	Boundary Element Method
c.d.m.	Centro di massa
CEN	Comitato Europeo di Normazione
CLF	Coupling Loss Factor
CUNA	Commissione Tecnica di Unificazione nell'Autoveicolo
2RM	Due Ruote Motrici
DT	Doppia Trazione
ENAMA	Ente Nazionale Meccanizzazione Agricola
FEM	Finite Element Method
GdL	Gradi di libertà
GT	Gancio da Traino
HAV	Hand Arm Vibration
ILF	Internal Loss Factor
INT	Interazione con il terreno, la coltura o l'ambiente
ISO	International Organization for Standardization
mof	modal overlap factor
P	Macchina operatrice portata
PF	Collegamento alla presa di forza
PIM	Power Injection Method
4RM	Quattro Ruote Motrici
r.m.s.	root mean square
SEA	Statistical Energy Analysis
SP	Macchina operatrice semi portata
T	Macchina operatrice Trainata
UNACOMA	Federazione Nazionale Costruttori Macchine per l'Agricoltura
UNI	Ente Nazionale Italiano di Unificazione
WBV	Whole Body Vibration

