

**POLITECNICO DI TORINO**

**Corso di Laurea Magistrale  
in Ingegneria Meccanica**

**Tesi di Laurea Magistrale**

**Studio numerico sperimentale delle vibrazioni su telai di macchine  
telescopiche indotte da motori alternativi**



**Relatore/i**

prof. Aurelio Somà

**Candidato**

Daniele Porta

Anno Accademico 2021-2022



## **Sommario**

Lo scopo del progetto consiste nello studio della trasmissione delle vibrazioni, su telaio di macchine telescopiche, generate da motore alternativo. Questo viene fatto attraverso degli studi numerici, cioè costruendo dei modelli agli elementi finiti che rappresentino il telaio della macchina, che andranno poi confrontati con i risultati sperimentali nell'ottica di ottenere una validità di utilizzo dei modelli matematici e di valutare il livello di vibrazioni presente sugli elementi più critici della struttura del sollevatore. Fatta la verifica della situazione di partenza si studiano delle modifiche al telaio della specifica macchina presa in esame, con l'obiettivo di ridurre le vibrazioni e migliorare il comfort percepito dal passeggero, si noterà che per fare ciò sarà necessario irrigidire la struttura.

Tale lavoro è stato svolto presso il reparto ricerche dell'azienda Merlo S.p.a., che ha consentito di realizzare lo studio su un modello di sollevatore telescopico di loro produzione ma ancora in fase di prototipazione, si vuole anche sottolineare che nonostante il progetto sia svolto su uno specifico prodotto, molti dei passaggi eseguiti possono essere riportati su altri macchinari sempre prodotti dal gruppo Merlo.

## **Ringraziamenti**

*Prima di procedere con la trattazione, vorrei dedicare qualche riga a tutti coloro che mi sono stati vicini in questo percorso di crescita personale e professionale.*

*Ringrazio il Professor Somà, per avermi guidato e supportato nella fase più importante del mio percorso accademico, mostrando sempre grandissima disponibilità e professionalità.*

*Un sentito grazie va anche alla mia famiglia e ad Irene, per aver appoggiato ogni mia decisione, avermi supportato e incoraggiato nei momenti di ansia e sconforto.*

# Indice

1	Introduzione generale .....	1
2	Richiami teorici .....	3
2.1	Richiami alla teoria delle vibrazioni .....	3
2.1.1	Sistemi ad un grado di libertà .....	3
2.1.2	Sistemi ad N gradi di libertà .....	6
2.2	Signal processing .....	10
2.2.1	Conversione del segnale da analogico a digitale .....	10
2.2.2	Serie-Trasformata di Fourier .....	13
3	Strumenti di misura .....	16
3.1	Accelerometro .....	16
3.1.1	Accelerometro PCB PIEZOTRONICS 356A16.....	20
3.2	Acquisitore NI 9243.....	23
4	Analisi dinamica del telaio della macchina presa in esame.....	24
4.1	Presentazione generale del sollevatore telescopico preso in esame.....	24
4.2	Modelli agli elementi finiti del telaio .....	27
4.2.1	Definizione della geometria.....	28
4.2.2	Definizione dei vincoli .....	31
4.2.3	Definizione della mesh .....	31
4.3	Analisi modale telaio .....	33
4.3.1	Modello 1: Piastra verticale lato motore e Vasca motore.....	33
4.3.2	Modello 2: Solo Piastra verticale lato motore .....	35
5	Misurazione ed analisi dei dati .....	37
5.1	Prima campagna misurazioni e relativa analisi.....	37
5.2	Modifica telaio: nuovo posizionamento dei supporti motore .....	43
5.3	Seconda campagna misurazioni e relativa analisi.....	47
5.3.1	Confronto tra Configurazione 1 e Configurazione 2 .....	48
5.3.2	Caratterizzazione Piastra verticale lato motore .....	55

5.3.3	Caratterizzazione Motore .....	65
6	Ottimizzazione .....	76
6.1	Irrigidimento Piastra verticale lato motore.....	77
6.2	Posizionamento piedini (sviluppi futuri).....	80
7	Conclusioni .....	81
8	Figure e altro .....	83
8.1	Indice delle figure.....	83
8.2	Indice delle tabelle.....	85
9	Bibliografia .....	86

# 1 Introduzione generale

Il presente lavoro di tesi è incentrato sullo studio della trasmissione delle vibrazioni, generate dal motore alternativo, nel telaio di sollevatori telescopici (prodotti dal gruppo Merlo). L'obiettivo finale, a seguito della valutazione delle vibrazioni, è quello della riduzione di esse per garantire un maggior comfort nell'abitacolo del mezzo e diminuire le sollecitazioni dinamiche che subiscono i componenti meccanici, seppur minime.

Tale studio è stato eseguito presso il reparto ricerche dell'azienda Merlo S.p.a., che mi ha permesso di effettuare delle misurazioni sperimentali su macchina utili alla creazione di un modello ad elementi finiti del telaio del sollevatore telescopico in esame, che rispettasse il comportamento reale della struttura. Dopo aver confermato la validità degli studi numerici si è potuto lavorare alla creazione di una configurazione ideale di telaio e posizionamento motore che permettesse una riduzione della trasmissione delle vibrazioni generate dal motore. In ultimo, è necessario sottolineare che lo studio è stato eseguito su un nuovo modello di sollevatore telescopico, ancora in fase di prototipazione che, a causa della sua struttura e posizionamento del motore, facilita maggiormente la trasmissione delle vibrazioni rispetto ad altri esemplari. La metodologia utilizzata per la risoluzione di tale problematica può essere applicata nel medesimo modo per qualsiasi macchina di questo tipo, con ovviamente delle differenziazioni nelle modifiche finali, perché ogni struttura presenta delle caratteristiche geometriche e di massa che la rendono differente dalle altre dal punto di vista dinamico e di trasmissione delle vibrazioni.

Successivamente seguirà dapprima un cenno dei richiami di teoria necessari per lo sviluppo e la comprensione del lavoro svolto, in particolare si tratta della teoria delle vibrazioni, ma anche del signal processing che risulta essere anello di congiunzione tra acquisizione dei segnali e analisi dei dati. In seguito, prima della spiegazione vera e propria di come è stato sviluppato effettivamente il progetto, viene esposta la strumentazione utilizzata (hardware e software) che riguarda principalmente i sistemi di acquisizione. Si passa poi alla presentazione del lavoro svolto che, come accennato precedentemente, inizia con la creazione di un modello agli elementi finiti del telaio della macchina, che andrà successivamente validato attraverso il confronto col comportamento dinamico reale della struttura.

Infine, trovato un modello affidabile, si passa alla modifica della struttura e del posizionamento del motore al fine di apportare una riduzione nella trasmissione delle vibrazioni, migliorando il comfort all'interno della cabina e in secondo luogo riducendo le sollecitazioni dinamiche sui componenti meccanici. Attraverso lo sviluppo di questo progetto si vorrebbe anche dare una metodologia nello studio dinamico della struttura delle macchine, così da risolvere questo tipo di problemi già in fase di progettazione, per evitare di dover apportare modifiche al telaio o al posizionamento di componenti quando il prodotto è già in fase avanzata di prototipazione e garantire così un risparmio nelle tempistiche necessarie alla creazione di un nuovo modello.

## 2 Richiami teorici

In questo capitolo vengono presentate le informazioni teoriche che sono alla base di quanto è stato sviluppato nel progetto. Nello specifico il focus principale riguarderà i richiami della teoria delle vibrazioni, partendo da un sistema ad 1 *g. d. l.* (sistema di base ed estendibile poi a sistemi con più gradi di libertà) e mostrandone la risposta a forzante armonica. Fondamentale è anche introdurre le basi dell'analisi del segnale, perché nella pratica le misurazioni sono fatte con degli accelerometri, che generano un segnale analogico poi trasformato in digitale ed è interessante capire come si svolge tale trasformazione, ponendo anche l'attenzione sulle procedure utili alla diminuzione del rumore di fondo. Successivamente la trattazione si sposta sul richiamo della serie-trasformata di Fourier che risulta fondamentale nello studio di segnali periodici complessi.

### 2.1 Richiami alla teoria delle vibrazioni

Si parte appunto dall'introdurre le basi di quello che sarà il focus principale di tutta la trattazione, ovvero le vibrazioni e per tentare di ridurle è necessario capire prima come nascono e si sviluppano. Si inizia quindi dall'espone i sistemi più semplici (1 *g. d. l.*) per passare a quelli più complessi (*N g. d. l.*).

#### 2.1.1 Sistemi ad un grado di libertà

La comprensione teorica del sistema vibrante ad un singolo grado di libertà è fondamentale per la successiva analisi di componenti meccanici complessi. Tale rappresentazione, infatti, può essere estesa a sistemi con molti gradi di libertà. Gli elementi fondamentali che compongono tale sistema sono i seguenti:

- Massa con rigidità infinita  $m$  [kg].
- Molla di rigidità  $k$  [N/m], produce una forza proporzionale al proprio spostamento.
- Smorzatore viscoso con coefficiente di smorzamento  $c$   $\left[ \frac{N}{(m/s^2)} \right]$ , genera una forza proporzionale alla propria velocità.
- Forzante esterna  $F(t)$  [N], i sistemi studiati considerano una forzante armonica del tipo  $F(t) = F_0 e^{i\omega t}$ .

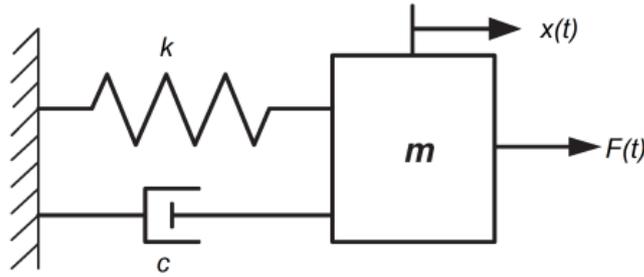


Figura 2.1: Sistema forzato massa-molla-smorzatore, 1 d.o.f.

Imponendo l'equilibrio delle forze che agiscono sul sistema è possibile ottenere la seguente equazione del moto:

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

Dove  $x(t)$  rappresenta lo spostamento,  $\dot{x}(t)$  la velocità e  $\ddot{x}(t)$  l'accelerazione della massa.

In caso di forzante armonica (definita nell'elenco precedente), la soluzione dell'equazione del moto sarà anch'essa armonica ed è chiamata risposta (nel caso specifico risposta a forzante armonica) ed è definita nel seguente modo:

$$x(t) = x_0 e^{i\omega t + \varphi} = x_0 e^{\varphi} e^{i\omega t} = \bar{x} e^{i\omega t}$$

Nella quale  $\varphi$  è la fase della risposta rispetto alla forzante. Per ottenere le formulazioni di velocità e accelerazione sarà sufficiente risolvere rispettivamente la derivata prima e seconda dello spostamento rispetto al tempo:

$$\dot{x}(t) = i\omega \bar{x} e^{i\omega t} \quad \ddot{x}(t) = -\omega^2 \bar{x} e^{i\omega t}$$

Sostituendo nell'equazione del moto si ottiene la soluzione dell'integrale particolare:

$$(k - \omega^2 m + i\omega c)\bar{x} = F_0$$

Dove il termine  $\bar{x}$  è nominato rigidità dinamica e nell'espressione successiva viene esplicitato raccogliendo  $k$  ed inserendo il fattore di smorzamento  $\zeta = \frac{c}{2\sqrt{mk}}$  e la frequenza naturale

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}$$

$$\bar{x} = \frac{F_0}{k \left( 1 - \left( \frac{\omega}{\omega_n} \right)^2 + 2i \zeta \frac{\omega}{\omega_n} \right)}$$

L'ampiezza  $x_0$  di tale espressione vale:

$$x_0 = \frac{\frac{F_0}{k}}{\sqrt{\left(1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right)^2 + \left(2\zeta \frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}}$$

Mentre la tangente della fase, dalla quale si ricava facilmente la fase, è espressa come:

$$\operatorname{tg}(\varphi) = -\frac{2\zeta \frac{\omega}{\omega_n}}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}$$

$x_0$  e  $\varphi$  ricavati dall'integrale particolare esprimono la risposta a regime del sistema che nelle figure successive sono espressi in funzione del termine  $r = \frac{\omega}{\omega_n}$

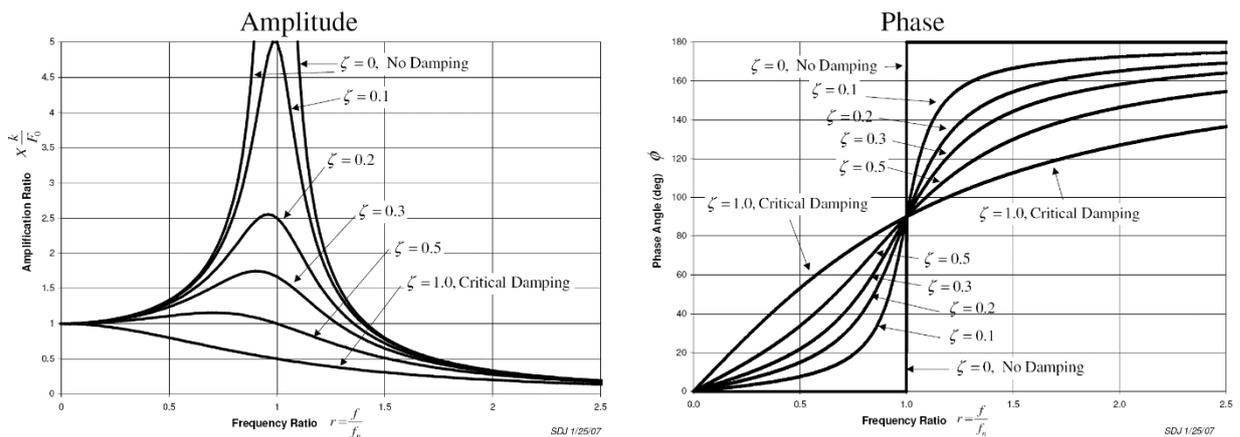


Figura 2.2: Risposta a forzante armonica

Dal diagramma di sinistra, che si riferisce all'ampiezza della risposta, si può notare che il valor massimo si trova nella zona in cui  $r = 1$  (con smorzamento nullo è precisamente in quel punto) con l'ampiezza che tende ad infinito, mentre con smorzamento non nullo il picco si sposta verso sinistra, diminuendo anche di ampiezza fino ad appiattirsi nel momento in cui il coefficiente di smorzamento diventa unitario. La condizione di massima ampiezza della risposta è chiamata risonanza ed è in quasi tutti i casi da evitare perché l'obiettivo richiede solitamente di ridurre le vibrazioni (come anche nel presente progetto).

### 2.1.2 Sistemi ad N gradi di libertà

Risulta però fondamentale definire una situazione più complessa, ovvero quando i gradi di libertà diventano molteplici, caso in cui ci si trova in questa trattazione, perché si andrà a costruire un modello agli elementi finiti e ognuno di essi possiederà più gradi di libertà.

Quindi, se si considera il sistema precedente e gli si aggiunge una seconda massa, collegata all'altra con un sistema molla-smorzatore, come illustrato in Figura 2.3, si otterranno due differenti equazioni del moto: una dipendente da accelerazione, velocità e spostamento della massa 1 e la seconda dipendente dallo stesso tipo di variabili bensì riguardanti la massa 2. Tali equazioni possono essere inserite in un sistema matriciale del quale una scrittura compatta è riportata nell'espressione successiva:

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{F\}$$

Nell'esempio di Figura 2.3 le matrici avranno dimensioni  $2 \times 2$  e i vettori  $2 \times 1$ , questo perché il sistema ha solamente 2 *g. d. l.*, ma nel caso di un sistema ad  $N$  *g. d. l.* le matrici saranno  $N \times N$  e i vettori  $N \times 1$ .

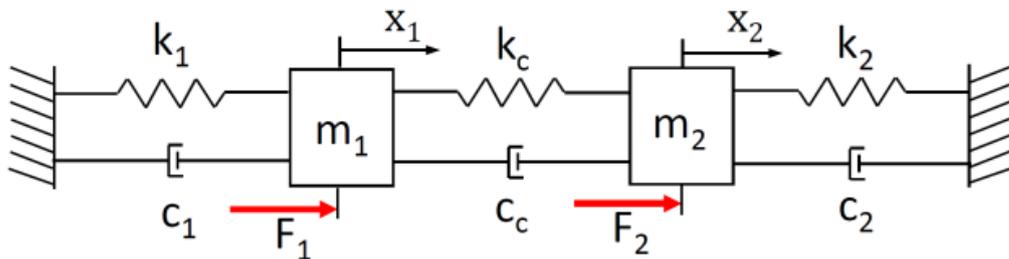


Figura 2.3: Sistema forzato massa-molla-smorzatore, 2 d.o.f.

### 2.1.2.1 Sistema libero non smorzato

La trattazione di questi sistemi necessita di essere fatta per gradi, partendo dalla più semplice delle possibilità, ovvero quella in cui non vi è nessuna forzante e lo smorzamento è considerato trascurabile. Quindi se dall'equazione del moto si rimuovono vettore delle forze e la matrice degli smorzamenti, derivando due volte l'accelerazione ed esplicitando lo spostamento, si ottiene la seguente equazione:

$$(-\omega^2[M] + [K])\{\bar{x}\}e^{i\omega t} = \{0\}$$

Le soluzioni si ottengono imponendo che il polinomio caratteristico sia nullo e risolvendolo rispetto ad  $\omega^2$ . Ne risulteranno quindi  $N$  soluzioni chiamate autovalori che rappresentano le  $N$  pulsazioni naturali del sistema ad  $N$  *g. d. l.*

Calcolati gli autovalori è possibile ricavare gli autovettori, che fisicamente rappresentano i modi propri del sistema. Per trovarli sarà sufficiente sostituire una per volta le pulsazioni naturali trovare nell'equazione del moto. Il risultato sarà che ad ogni autovalore corrisponderà un autovettore il quale è definito ponendo pari ad una costante arbitraria (solitamente pari ad 1) un elemento di tale vettore (si dice infatti che gli autovettori siano definiti a meno di una costante). La casistica approfondita in questo paragrafo è anche chiamata analisi modale, molto utilizzata negli studi dinamici, così come in questo caso (direttamente implementata da Ansys).

### 2.1.2.2 Sistema Forzato

Casistica più complessa, l'equazione del moto matriciale è completa e si considera una forzante armonica  $\{F\} = \{F_0\}e^{i\omega t}$ . Di conseguenza anche la risposta avrà andamento armonico, presentandosi così:  $\{x\} = \{\bar{x}\}e^{i\omega t}$ . Riscrivendo l'equazione generale del moto si arriva ai seguenti risultati:

$$(-\omega^2[M] + i\omega[C] + [K])\{\bar{x}\} = \{F_0\}$$

$$[D(\omega)]\{\bar{x}\} = \{F_0\}$$

La cui soluzione è:

$$\{\bar{x}\} = [D(\omega)]^{-1}\{F_0\} = [A(\omega)]\{F_0\}$$

Dove la matrice  $[D(\omega)]$  è nominata matrice dinamica, mentre la matrice  $[A(\omega)]$  è la cosiddetta matrice di recettanza, che risulta essere una matrice inversa; quindi, in casi in cui si hanno molti gradi di libertà il calcolo diventa oneroso. Per questo motivo vengono introdotte le coordinate modali

### 2.1.2.3 Coordinate modali

Le coordinate modali sono utili a disaccoppiare le matrici, composte dalle  $N$  equazioni, rendendo più facile la risoluzione dell'equazione del moto presentata in precedenza. Il vettore delle coordinate modali definisce il vettore degli spostamenti (relazione tra gradi di libertà fisici e modali) tramite la seguente relazione algebrica:

$$\{\bar{x}\} = [\psi]\{\bar{\eta}\}$$

Dove  $[\psi]$  è la matrice degli autovettori.

Sostituendo l'ultima relazione ricavata in quella trovata per i sistemi liberi e non smorzati, premoltiplicandola ancora per il trasposto della matrice degli autovettori si ottiene:

$$(-\omega^2[M_{mod}] + [K_{mod}])\{\bar{\eta}\}e^{i\omega t} = \{0\}$$

Con  $[M_{mod}] = [\psi]^T[M][\psi]$  e  $[K_{mod}] = [\psi]^T[K][\psi]$  che sono chiamate rispettivamente matrice di massa modale e matrice di rigidità modale. Si può dimostrare che le matrici sono diagonali ed essendo gli autovettori definiti a meno di una costante è possibile normalizzarli ( $[\Phi_n] = \frac{[\psi_n]^T}{\sqrt{[\psi_n]^T[M][\psi_n]}}$ ); quindi, sostituendo la matrice degli autovettori classici con quella relativa ai normalizzati e ne esce che  $[M_{mod}] = [I]$  e  $[K_{mod}] = \text{diag}(\omega_n^2)$ .

A questo punto si inserisce anche l'effetto dello smorzamento, però per rendere possibile la trattazione sviluppata in questo modo è necessario che lo smorzamento sia proporzionale, ovvero che:

$$[C] = \alpha[M] + \beta[K]$$

Quindi, essendo le matrici di massa e rigidità simmetriche anche la matrice di smorzamento così definita risulterà esserlo e soprattutto:

$$[C_{mod}] = [\Phi]^T [C] [\Phi] = \text{diag}(c_n)$$

L'equazione del moto in coordinate modali diventa:

$$\{\ddot{\eta}\} + \text{diag}(c_n)\{\dot{\eta}\} + \text{diag}(\omega_n^2)\{\eta\} = \{0\}$$

Tale sistema di equazioni risulta essere disaccoppiabile in  $n$  equazioni di un sistema ad 1 *g. d. l.* e la singola equazione modale associata al modo  $n$  -esimo è:

$$\ddot{\eta}_n + c_n \dot{\eta}_n + \omega_n^2 \eta_n = 0$$

Il vantaggio di tale trattazione è che l'inversa della matrice di rigidità dinamica si riduce al calcolo dell'inverso di coefficienti, quindi una frazione.

$$[A(\omega)] = [\Phi] \text{diag} \left( \frac{1}{-\omega^2 + i\omega c_n + \omega_n^2} \right) [\Phi]^T$$

Tale procedimento evidenzia quindi come si possa ottenere un sistema ad  $N$  *g. d. l.* in cui ogni equazione viene risolta come se fosse un sistema ad un solo grado di libertà, combinando poi il risultato con la sovrapposizione degli effetti. Il vantaggio sta quindi nel tempo di calcolo dei risultati che risulta essere decisamente ridotto soprattutto con  $N$  elevati.

## 2.2 Signal processing

Un altro elemento fondamentale di questo progetto è l'analisi del segnale che verrà ripreso più volte all'interno della trattazione, già a partire dal capitolo relativo alla presentazione della strumentazione. Il presente paragrafo si divide in una prima parte relativa alla conversione del segnale da analogico a digitale e in una seconda nella quale si spiegano la serie e la trasformata di Fourier.

### 2.2.1 Conversione del segnale da analogico a digitale

L'accelerometro, strumento di misura utilizzato nelle campagne di misurazione, registra un segnale di tipo analogico e la funzione che descrive tale segnale è definita per ogni istante di tempo ed è continua in tutto il suo dominio. Il calcolatore però ha la necessità di leggere i dati in formato digitale, quindi l'input andrà trasformato. Si comincia quindi con il campionamento del segnale stesso ossia la sua discretizzazione nel tempo. Campionare un segnale consiste dunque nell'estrarre un numero finito di valori equi spaziatati nel tempo per tutta la durata di acquisizione dei dati. Il sistema di elaborazione (convertitore A/D) registra tali valori ad ogni intervallo di tempo  $dt$  detto anche periodo di campionamento, la frequenza di campionamento espressa come  $f_c = 1/dt$ . Il segnale digitale sarà inoltre un'approssimazione del suo valore reale anche per quanto riguarda l'intensità della grandezza misurata. Il convertitore A/D infatti, effettua una quantizzazione del segnale che permette di approssimare il valore analogico attraverso un numero finito di cifre binarie (da 8 a 24 *bit*). Il massimo errore di quantizzazione che si può commettere è pari alla metà del passo di quantizzazione. È possibile definire:

$$E_c = V_{max} - V_{min}$$

$$\Delta V = \frac{E_c}{2^{bit} - 1}$$

Con valori contenuti di  $\Delta V$  si ha una risoluzione maggiore quindi, quanto letto riprodurrà in modo maggiormente fedele quanto misurato. Però allo stesso tempo avere un valore di  $E_c$  non sufficientemente elevato rischia di far incappare nel cosiddetto errore di Overload, ovvero il massimo e/o il minimo valore rilevabili sono inferiori in modulo rispetto a quanto si avrebbe nella realtà quindi, delle informazioni andrebbero perse, perché tutto ciò che sta fuori dal range di  $E_c$  non viene considerato.

Quanto appena spiegato è visibile nella figura successiva.

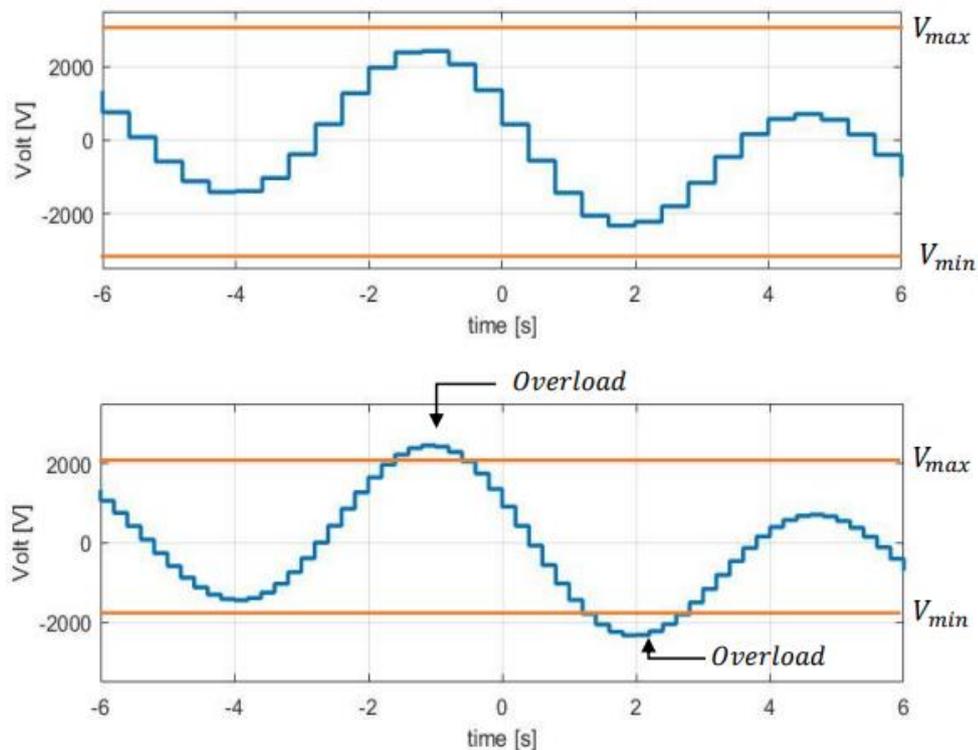


Figura 2.4: Esempio di errore di Overload

Riguardo la frequenza di campionamento, chiaramente se è elevata vale lo stesso discorso fatto per il  $\Delta V$ , ovvero che il segnale digitale rispecchia meglio quello reale, però di contro si ha che la mole di dati da processare aumenta, di conseguenza sale anche il tempo di elaborazione e si occupa più spazio in termini di memoria del calcolatore. Allo stesso tempo anche in questo caso bisogna utilizzare una frequenza tale da evitare l'errore di Aliasing, che consiste nella perdita di informazioni sul segnale originale. Quindi per scongiurare ciò si ricorre al teorema di Shannon-Nyquist, la cui espressione è la seguente:

$$f_c \geq 2f_{max}$$

Ovvero che la frequenza di campionamento dovrebbe essere maggiore o al limite uguale del doppio della massima frequenza da campionare.

Nella figura successiva è presente un esempio in cui si verifica l'errore di Aliasing perché non si è rispettato il teorema di Shannon-Nyquist.

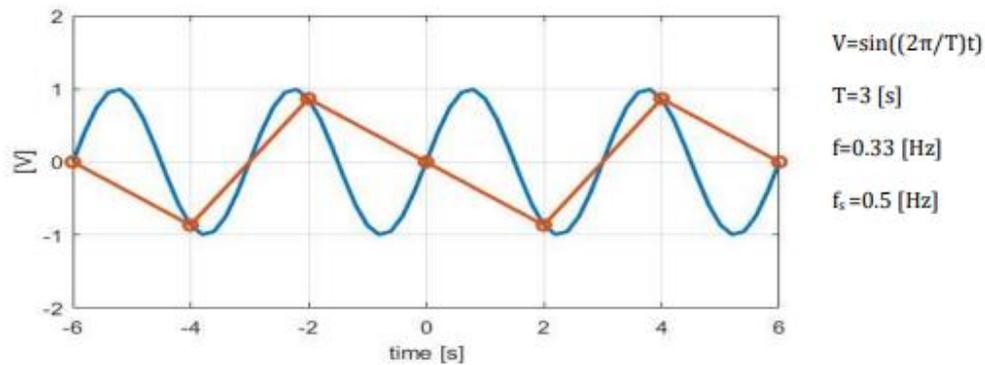


Figura 2.5: Esempio di errore di Aliasing

Per contrastare questo errore è possibile inoltre utilizzare filtri passa basso, detti anti-aliasing, che permettono di eliminare le componenti ad alta frequenza del segnale misurato, in questo modo è possibile campionare con una frequenza non troppo elevata, avendo dunque una maggiore velocità di calcolo, senza incorrere in errori di registrazione del segnale.

### 2.2.2 Serie-Trasformata di Fourier

Per poter analizzare in modo approfondito segnali periodici complessi risulta fondamentale lo studio nel dominio delle frequenze. In questo modo è possibile capire quali siano i principali contributi spettrali rispetto a quelli che hanno minor rilevanza. È dunque estremamente utile definire la serie di Fourier, che sostanzialmente permette di approssimare qualsiasi funzione periodica tramite una sommatoria di armoniche semplici. La formulazione è presentata di seguito:

$$f(t) = a_0 + \sum_{k=1}^{\infty} (a_k \cos(k\omega_0 t) + b_k \sin(k\omega_0 t))$$

Con i coefficienti scrivibili come:

$$a_k = \frac{2}{T_0} \int_{-\frac{T_0}{2}}^{\frac{T_0}{2}} f(t) \cos(k\omega_0 t) dt$$

$$b_k = \frac{2}{T_0} \int_{-\frac{T_0}{2}}^{\frac{T_0}{2}} f(t) \sin(k\omega_0 t) dt$$

Eseguendo alcuni passaggi matematici si arriva alla seguente notazione (più semplice da trattare):

$$f(t) = \sum_{k=-\infty}^{\infty} F_k e^{ik\omega_0 t} \quad F_k = \frac{1}{T_0} \int_0^{T_0} f(t) e^{ik\omega_0 t} dt$$

Considerando un periodo infinito si possono trasformare le ultime due espressioni, arrivando alla cosiddetta trasformata di Fourier, che permette di visualizzare i segnali nel dominio delle frequenze, strumento molto utilizzato nella trattazione.

$$f(t) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} F(\omega) e^{i\omega t} d\omega \quad F(\omega) = \int_{-\infty}^{+\infty} f(t) e^{-i\omega t} dt$$

La trasformata di Fourier per poter essere implementata al calcolatore necessita una modifica nella formulazione e deve essere esposta in modo tale da renderla utilizzabile per un segnale discreto e avente un periodo finito, ossia avente un numero definito di campioni  $N$  ed una durata  $T$ . L'espressione che permette di effettuare un'operazione di questo tipo è detta trasformata di Fourier discreta (DFT), la cui formulazione analitica è espressa di seguito:

$$F_k = \frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-1} f_n e^{-\frac{i2\pi kn}{N}}$$

Si avranno dunque  $k$  linee spettrali formate dai singoli contributi in frequenza  $F_k$ . La risoluzione può essere espressa come  $\Delta f_0 = \frac{f_c}{N}$  dunque per aumentarla si possono seguire due strade: o si aumenta il numeratore (frequenza di campionamento), oppure si diminuisce il denominatore (campioni da implementare).

Per definizione la DFT si applica a segnali periodici nel tempo, analizzando in questo modo il contributo relativo ad una singola sinusoide nell'asse delle frequenze, si avrà una linea ben definita alla frequenza di oscillazione dell'armonica considerata. Nella realtà risulta molto difficile riuscire a campionare un numero intero di periodi del segnale considerato, ciò può dar luogo ad un errore detto Leakage poiché non si rispettano le condizioni iniziali di periodicità. Analizzando il contributo di una singola armonica in presenza di Leakage, l'informazione si ripartirà non più su una singola linea, ma su una banda di frequenze. Si avrà inoltre una sottostima del livello raggiunto dall'armonica considerata.

Per risolvere il problema sostanzialmente si può ricorrere sostanzialmente a tre diversi metodi:

- Campionamento sincrono: metodologia che richiede di riuscire a campionare l'intero periodo del segnale con una frequenza pari alla pulsazione di quest'ultimo. Risulta una procedura di notevole difficoltà applicativa quando applicabile, poiché nella maggior parte dei casi non si conosce la frequenza di oscillazione del segnale a priori, quindi non può essere applicata.

- Aumento del tempo di campionamento: significa aver maggior tempo a disposizione per l'acquisizione del segnale, poiché è presente uno sfasamento tra frequenza di campionamento e frequenza del segnale, campionando un maggior numero di periodi è possibile aumentare il livello di informazioni spettrali ricavabili. Il risultato è un restringimento della banda di frequenze causata dal leakage, diminuendo dunque l'errore compiuto durante la trasformazione. In questo modo tuttavia non si elimina l'errore di attenuazione dell'ampiezza massima
- Finestratura del segnale acquisito: tecnica più utilizzata per la riduzione di tale disturbo, con il fine di renderlo periodico in modo "forzato". Per effettuare tale operazione a livello analitico occorre moltiplicare il segnale nel dominio del tempo per la finestra scelta, in seguito effettuare la DFT. Tecnica utilizzata nella presente trattazione.

### 3 Strumenti di misura

Nel capitolo vengono presentati i principali strumenti utilizzati nella misurazione delle vibrazioni, con annessa una breve spiegazione dei principi di funzionamento che stanno alla base della strumentazione. Nello specifico sono riportati l'accelerometro piezoelettrico e l'acquisitore.

#### 3.1 Accelerometro

La funzionalità dell'accelerometro è quella di generare una grandezza in output che sia in qualche forma proporzionale e riconducibile alla grandezza in ingresso, l'accelerazione. Nella figura successiva è riportato un semplice schema dello strumento, dal quale si possono intuire i principi su cui si basa il funzionamento del trasduttore.

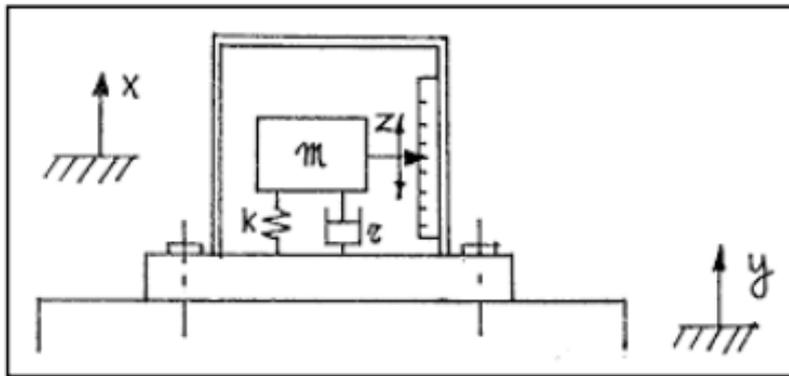


Figura 3.1: Schema accelerometro

Scrivendo l'equazione del moto in coordinate relative ( $z = x - y$ ) si ha la seguente espressione:

$$m\ddot{z} + r\dot{z} + kz = -m\ddot{y}$$

Assumendo uno spostamento armonico del vincolo si esprime la coordinata  $y$  come:

$$y = Y e^{i\omega t}$$

Ovviamente così facendo anche lo spostamento relativo, a regime, risulterà essere una funzione armonica del tipo:

$$z = Z \cos(\omega t - \Phi)$$

Considerando le seguenti grandezze fondamentali del sistema in questione:

- $a = \frac{\omega}{\omega_n}$ , parametro adimensionale delle frequenze
- $\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}$ , pulsazione propria dello strumento
- $h = \frac{r}{r_{crit}} = \frac{r}{2m\omega_n}$ , parametro adimensionale di smorzamento

Si può definire l'ampiezza di spostamento come:

$$\frac{Z}{Y} = \frac{m\omega^2}{\sqrt{(k - m\omega^2)^2 + (r\omega)^2}} = \frac{a^2}{\sqrt{(1 - a^2)^2 + (2ah)^2}}$$

Mentre l'ampiezza di spostamento vale:

$$\frac{Z}{\omega^2 Y} = \frac{a^2}{\omega_n^2 \sqrt{(1 - a^2)^2 + (2ah)^2}}$$

E l'angolo di fase è esprimibile come:

$$\phi = \arctan\left(\frac{r\omega}{k - m\omega^2}\right) = \arctan\left(\frac{2ah}{1 - a^2}\right)$$

Nella figura successiva sono rappresentati gli andamenti di ampiezza di spostamento e angolo di fase rispetto al rapporto delle frequenze  $a$ :

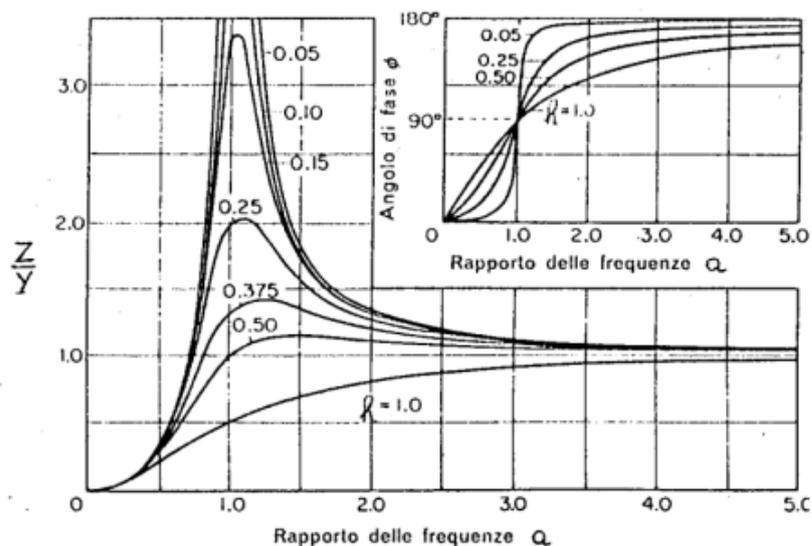


Figura 3.2: Andamento di ampiezza di spostamento e fase rispetto al rapporto tra le frequenze

Analizzando tale diagramma, se ci si pone in una situazione in cui  $a \gg 1$ , ovvero  $\omega \gg \omega_n$ , l'ampiezza di spostamento tende all'unità indipendentemente dal valore di  $h$ . Quindi lo spostamento relativo ha ampiezza  $Z$  molto simile a quella  $Y$  del corpo a cui è connesso il trasduttore ma in opposizione di fase, ovvero l'ampiezza dello spostamento assoluto  $x$  della massa detta sismica tende a zero. Tale sistema è impiegato per valutare fenomeni sismici ed è detto sismografo.

Se si va ad analizzare invece la zona per la quale  $a \ll 1$ , ovvero  $\omega \ll \omega_n$ , ne segue che:

$$Z = \frac{\omega^2 Y}{\omega_n^2} = \frac{\text{accelerazione}}{\omega_n^2}$$

Quindi  $Z$  è proporzionale all'accelerazione del corpo e tale strumento viene chiamato accelerometro. Per avere un vasto range di frequenze in cui il sensore può operare senza incorrere in errori eccessivi si utilizza una massa sospesa piccola ed una rigidità elevata. Tuttavia, una configurazione del genere rende difficoltoso il rilevamento dello spostamento relativo. Grazie all'utilizzo dei materiali piezoelettrici invece, si elimina tale inconveniente ricavando la forza trasmessa dal sistema molla-smorzatore, esplicitando l'equazione del moto si avrà:

$$m\ddot{z} + m\dot{y} = -r\dot{z} - kz = F$$

considerando trascurabile l'accelerazione relativa si arriva alla relazione seguente:

$$\dot{y} \approx \frac{F}{m}$$

Quindi si comprende dall'espressione appena riportata che vi è proporzionalità diretta tra la forza  $F$  e l'accelerazione assoluta del corpo  $\dot{y}$ . Come accennato in precedenza per ricavare tale forza è possibile sfruttare particolari proprietà dei materiali piezoelettrici. Questo è quanto viene utilizzato appunto negli accelerometri di tipo piezoelettrico.

La piezoelettricità è definita come la capacità di particolari cristalli di generare cariche elettriche quando sottoposti a sollecitazione meccanica. Tale materiale ha un comportamento che risulta definibile in modo simile a quello che avrebbe un condensatore perché: le cariche di segno opposto si dispongono nelle due facce del cristallo, se tali facce vengono collegate in modo da creare un circuito chiuso, ci sarà un passaggio di corrente detta “corrente piezoelettrica”. Di seguito è riportata l’immagine esplicativa di un cristallo piezoelettrico e della possibile disposizione delle cariche sulle due facce contrapposte.

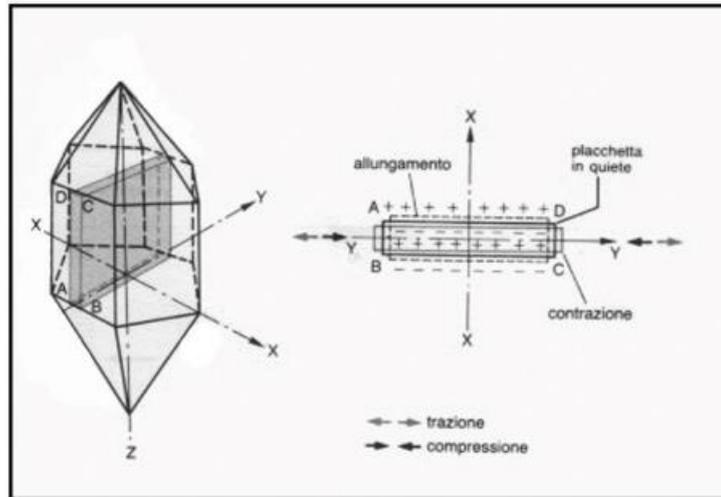


Figura 3.3: Esempio materiale piezoelettrico

Partendo dalla relazione che lega carica elettrica e sollecitazione meccanica si avrà:

$$Q = d_{ij}F \quad \text{con } d_{ij} = \text{costante piezoelettrica}$$

La seguente formula che correla carica elettrica e differenza di potenziale, poiché il comportamento del cristallo è simile a quello di un condensatore:

$$Q = CV$$

In ultimo, attraverso semplici passaggi matematici che mettono in relazione le espressioni appena citate si arriverà ad avere:

$$V = d_{ij} \frac{d}{\epsilon_0 \epsilon_r S} m \ddot{y}$$

Questa formulazione mette in relazione, attraverso una proporzionalità diretta, la differenza di potenziale in output al valore di accelerazione assoluto che si vuole misurare. Quindi l’accelerometro piezoelettrico misura l’accelerazione assoluta del punto su cui è posizionato e restituisce in uscita un segnale in Volt.

### 3.1.1 Accelerometro PCB PIEZOTRONICS 356A16

L'accelerometro utilizzato in situ per il rilevamento dei segnali di vibrazione è appunto di tipo piezoelettrico, in particolare risulta essere il PCB PIEZOELETRONICS modello 356A16 ed il CAD di esso è mostrato nella figura successiva.

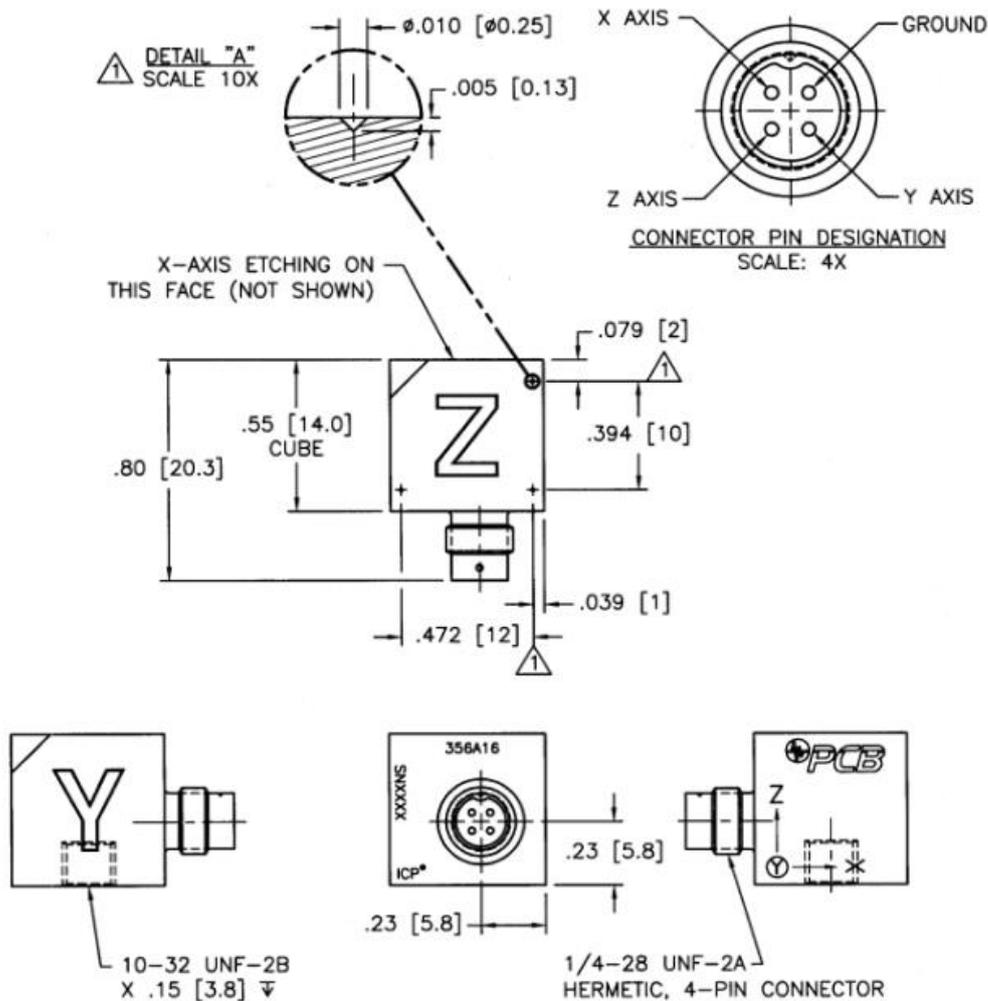


Figura 3.4: Rappresentazione accelerometro PCB PIEZOELETRONICS modello 356A16

Come si può notare dalla figura l'accelerometro è di tipo triassiale, quindi in grado di rilevare vibrazioni su tutti e tre gli assi. Nella zona inferiore del sensore (faccia opposta a quella nominata come Z) è presente un foro filettato, questo permette all'elemento magnetico di collegarsi per poi essere posto sulla zona della macchina da esaminare, in alternativa il fissaggio può eseguirsi mediante l'utilizzo della cera.

Nella tabella successiva sono riportate le principali caratteristiche di funzionamento del modello di accelerometro utilizzato:

Tabella 3.1: Dati di targa accelerometro

<b>Performance</b>	<b>ENGLISH</b>	<b>SI</b>
Sensitivity(± 10 %)	100 mV/g	10.2 mV/(m/s <sup>2</sup> )
Measurement Range	± 50 g pk	± 490 m/s <sup>2</sup> pk
Frequency Range(± 5 %)(y or z axis)	0.5 to 5000 Hz	0.5 to 5000 Hz
Frequency Range(± 5 %)(x axis)	0.5 to 4500 Hz	0.5 to 4500 Hz
Frequency Range(± 10)	0.3 to 6000 Hz	0.3 to 6000 Hz
Resonant Frequency	≥ 25 kHz	≥ 25 kHz
Phase Response(± 5 °)	1.0 to 5000 Hz	1.0 to 5000 Hz
Broadband Resolution(1 to 10,000 Hz)	0.0001 g rms	0.001 m/s <sup>2</sup> rms
Non-Linearity	≤ 1 %	≤ 1 %
Transverse Sensitivity	≤ 5 %	≤ 5 %
<b>Environmental</b>		
Overload Limit(Shock)	± 7000 g pk	± 68,600 m/s <sup>2</sup> pk
Temperature Range(Operating)	-65 to +176 °F	-54 to +80 °C
Temperature Response	See Graph	See Graph
Base Strain Sensitivity	0.001 g/με	0.01 (m/s <sup>2</sup> )/με
<b>Electrical</b>		
Excitation Voltage	20 to 30 VDC	20 to 30 VDC
Constant Current Excitation	2 to 20 mA	2 to 20 mA
Output Impedance	≤ 200 Ohm	≤ 200 Ohm
Output Bias Voltage	8 to 12 VDC	8 to 12 VDC
Discharge Time Constant	1.0 to 3.0 sec	1.0 to 3.0 sec
Settling Time(within 10% of bias)	<10 sec	<10 sec
Spectral Noise(1 Hz)	40 μg/√Hz	392 (μm/sec <sup>2</sup> )/√Hz
Spectral Noise(10 Hz)	10 μg/√Hz	98 (μm/sec <sup>2</sup> )/√Hz
Spectral Noise(100 Hz)	3 μg/√Hz	29.4 (μm/sec <sup>2</sup> )/√Hz
Spectral Noise(1 kHz)	1 μg/√Hz	9.8 (μm/sec <sup>2</sup> )/√Hz
Spectral Noise(10 kHz)	0.5 μg/√Hz	4.9 (μm/sec <sup>2</sup> )/√Hz
<b>Physical</b>		
Sensing Element	Ceramic	Ceramic
Sensing Geometry	Shear	Shear
Housing Material	Anodized Aluminum	Anodized Aluminum
Sealing	Epoxy	Epoxy
Size (Height x Length x Width)	0.55 in x 0.80 in x 0.55 in	14.0 mm x 20.3 mm x 14.0 mm
Weight	0.26 oz	7.4 gm
Electrical Connector	1/4-28 4-Pin	1/4-28 4-Pin
Electrical Connection Position	Side	Side
Mounting Thread	10-32 Female	10-32 Female
Mounting Torque	10 to 20 in-lb	113 to 225 N-cm

Questi dati riguardano il modello di accelerometro in linea generale, si tenga però in considerazione che ogni specifico esemplare non avrà precisamente questi valori, bensì le caratteristiche si aggireranno attorno a questi numeri, discostandosene leggermente.

Le caratteristiche indicate in tabella sono quelle di un accelerometro piezometrico classico, in particolare spiccano:

- Ampia banda passante: il segnale in uscita si mantiene costante al variare della frequenza, a partire da 0,5 Hz (si nota quindi l'impossibilità di misurare vibrazioni quasi statiche, anche perché solitamente si considera un valore pratico di frequenza minima considerabile non inferiore ad 1,5 Hz in quanto l'impiego di frequenze minime è limitato dalle caratteristiche del circuito in cui è inserito il cristallo come condensatore, dai cavi di collegamento, dalle fluttuazioni della temperatura ambiente e dal taglio operato dal preamplificatore) fino al limite imposto dalla risonanza dell'accelerometro, in corrispondenza della quale si ha un aumento di segnale. Solitamente l'accelerometro si utilizza fino ad un terzo della sua frequenza di risonanza, considerando anche l'eventuale riduzione di frequenza dovuta al montaggio (in questo caso pari a 5000 Hz assi y, z e 4500 Hz per l'asse x).
- Buona gamma dinamica: come si nota dalla tabella il range di misurazione delle accelerazioni risulta essere indicativamente pari a  $\pm 50 \text{ g}$  ( $5,85 \cdot 10^{-5} \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$ ).
- Buona sensibilità: in linea generale uguale a  $\pm 100 \text{ mV/g}$ , mentre la sensibilità trasversale risulta essere, come di consueto per questa tipologia di sensori,  $\leq 5\%$  della sensibilità massima.

Inoltre, questo tipo di accelerometro risulta essere per conformazione robusto e affidabile, con caratteristiche stabili per lunghi periodi di tempo e non contiene parti mobili soggette ad usura.

Un altro vantaggio di questo modello di accelerometri è che sono di tipo ICP (Integrated Circuit Piezoelectric) ovvero presentano un circuito elettronico integrato all'interno del trasduttore e quindi non necessitano di preamplificatore esterno, questo elimina la principale limitazione degli accelerometri classici ovvero quella di dover montare il preamplificatore nelle vicinanze del trasduttore, poiché la lunghezza del cavo che porta le cariche non può eccedere qualche metro per non ridurre troppo l'impedenza del circuito di ingresso. Inoltre, certi tipi di misure presuppongono l'impossibilità materiale di fissare il cavo e i movimenti dello stesso possono influenzare sensibilmente la misura.

### 3.2 Acquisitore NI 9243

Il segnale analogico registrato dall'accelerometro viene acquisito dall'acquisitore NI 9243 (rappresentato in figura con insieme i dati di targa dello stesso) che procederà alla conversione Analog/Digital.

#### 4 AI, ±5 V, 24 Bit, 51.2 kS/s/ch Simultaneous, AC/DC Coupling, IEPE AC Coupling



- Software-selectable AC/DC coupling (AC coupled at 0.5 Hz)
- Software-selectable IEPE signal conditioning with AC coupling (2 mA)
- -40 °C to 70 °C operating, 5 g vibration, 50 g shock
- 24-bit resolution
- Anti-aliasing filters
- 102 dB dynamic range
- Smart TEDS sensor compatibility

Figura 3.5: Acquisitore NI 9243

Come si può notare dalla figura la risoluzione è pari a 24 bit, che in volt risulterà essere pari a:

$$R = \frac{\Delta V}{2^{nbit} - 1} = \frac{10}{2^{24} - 1} = 5,96 \cdot 10^{-4} mV$$

Nel caso in esame, lo strumento acquisisce il segnale nel dominio del tempo e lo converte in digitale con una frequenza di campionamento pari a 131 kHz ( $f_M$ ). Questa però non potrà essere utilizzata in questo valore, in quanto produrrebbe quantità eccessive di dati, rendendo impossibile la trattazione, quindi, attraverso la formula successiva si arriva ad una frequenza di campionamento pari a 2000 Hz (n è un numero intero che può essere variato da 1 a 31).

$$f_s = \frac{f_M}{256 * n}$$

## 4 Analisi dinamica del telaio della macchina presa in esame

Da questo capitolo inizia l'esposizione dell'effettivo lavoro svolto. Si è partiti con lo studio generale del modello di macchina telescopica preso in esame, per eseguire la valutazione della trasmissione delle vibrazioni generate dal motore dello stesso.

### 4.1 Presentazione generale del sollevatore telescopico preso in esame

Il sollevatore telescopico utilizzato per le analisi, come sottolineato nei precedenti capitoli, risulta essere ancora in fase di prototipazione, quindi non gli è stato assegnato un nome specifico e una precisa famiglia di prodotto (il gruppo Merlo produce diverse famiglie di prodotti che variano dall'agricoltura all'edilizia, ma anche alcuni particolari mezzi speciali) però è stato costruito con un braccio telescopico che può raggiungere un'altezza massima di 6 – 7 m e una portata massima che varia intorno ai 3000 kg, quindi teoricamente andrebbe ad inserirsi nella gamma dei cosiddetti telescopici compatti. La differenza che presenterebbe questo nuovo esemplare, rispetto agli altri prodotti nella stessa gamma, è l'ingombro laterale, in quanto dovrebbe essere leggermente inferiore per permettergli di passare e manovrare in zone più strette.

Nelle figure sottostanti è mostrato il telaio della macchina presa in esame, con una prima rappresentazione in prospettiva e una seconda che mostra la vista dall'alto.

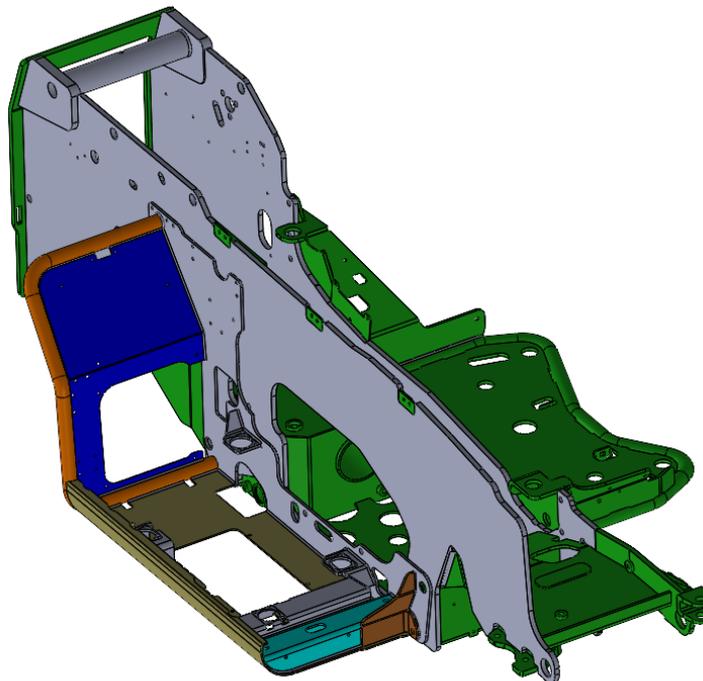
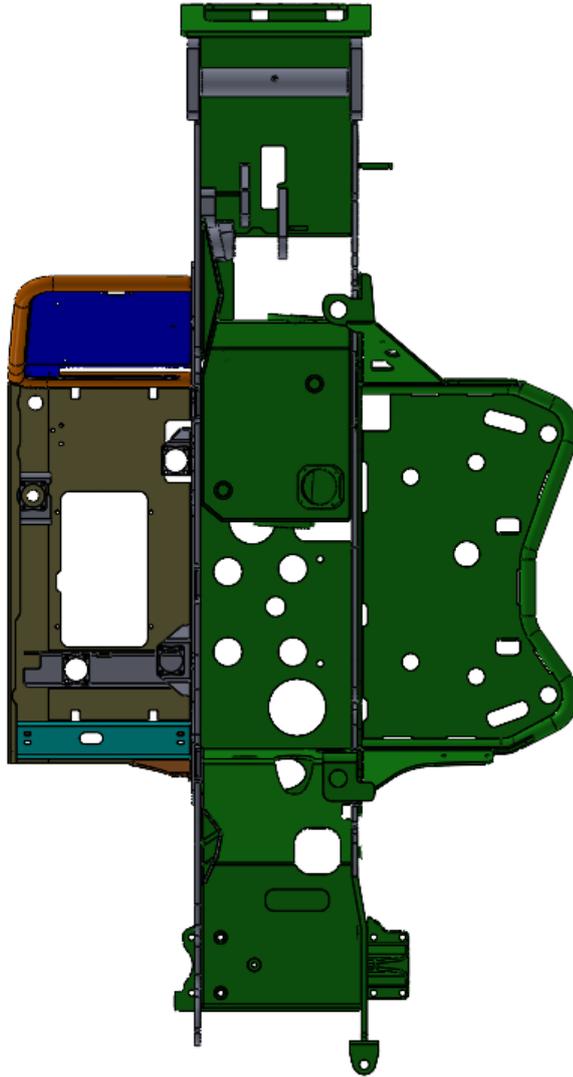


Figura 4.1: Vista in prospettiva del telaio originale della macchina



*Figura 4.2: Vista dall'alto del telaio originale della macchina*

Come si può notare dalle figure precedenti, il telaio presenta tre zone principali:

- Vasca motore: nella quale viene sistemato il motore, appoggiato su quattro piedini, anch'essi rappresentati nelle figure (la vasca motore si trova nella parte sinistra delle viste). Nell'immagine successiva è rappresentata la sola vasca motore con indicati gli elementi più importanti della stessa (che verranno ripresi nelle analisi successive) ovvero i quattro supporti e la lamiera verticale che funge da collegamento tra zona motore e vano centrale.

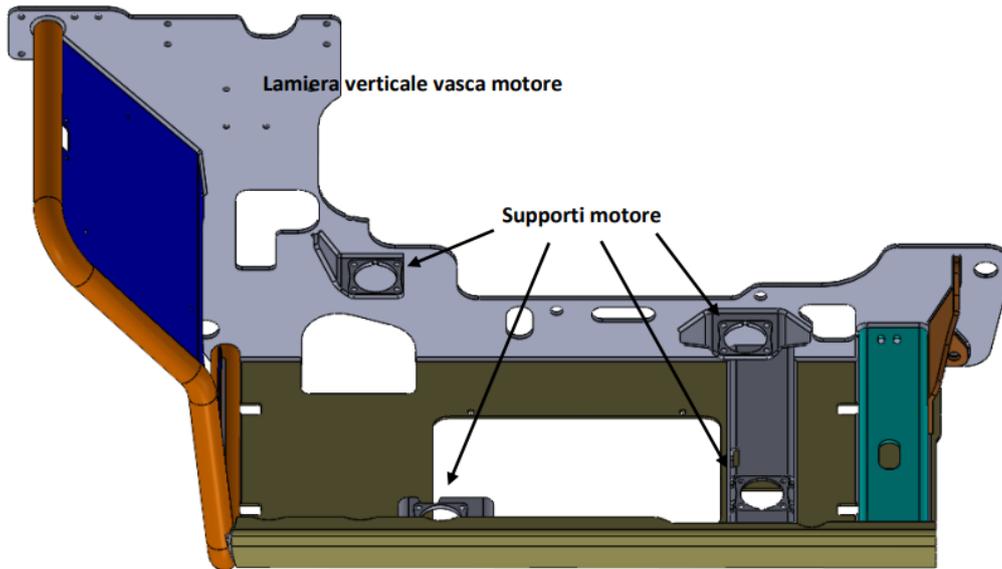


Figura 4.3: Vasca motore

- Vano centrale: parte centrale della Figura 4.2, nel quale è posizionato il braccio telescopico, in particolare fissato nel perno sul fondo del telaio. Anche in questo caso per non appesantire la trattazione sono indicate nella figura successiva i due elementi più importanti dal punto di vista dinamico della parte centrale del telaio (in particolare la piastra verticale lato motore).

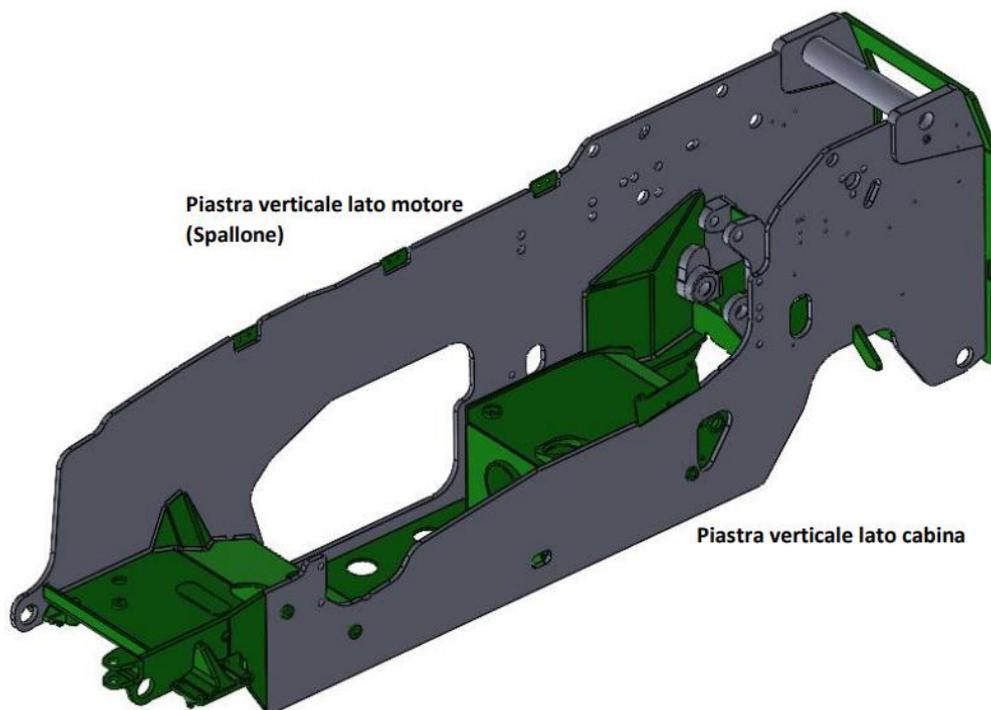
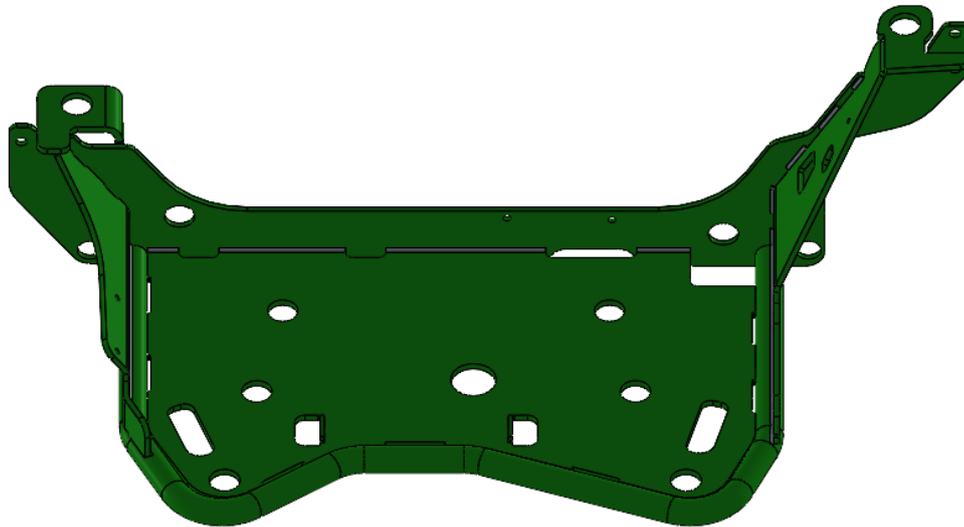


Figura 4.4: Vano centrale

- Vasca cabina: presente sulla destra delle Figure 4.1- 4.2 e su di essa è fissata la cabina. La parte è rappresentata nella figura sottostante e non presenta particolari indicazioni in quanto, è composta da un solo principale elemento.



*Figura 4.5: Vasca cabina*

In seguito ad una panoramica generale del tipo di sollevatore telescopico in esame e dei suoi principali componenti costruttivi è necessario creare un modello matematico agli elementi finiti del telaio, che andrà successivamente validato attraverso il confronto con i risultati sperimentali. Sul modello validato si potranno eseguire delle modifiche che permettano di ridurre il più possibile la trasmissione delle vibrazioni lasciando invariata la resistenza strutturale del telaio.

#### 4.2 Modelli agli elementi finiti del telaio

Per la creazione del modello agli elementi finiti è necessario fare alcune considerazioni sui componenti che costituiscono la struttura del telaio e su come si suppone che vengano trasmesse le vibrazioni all'interno di essi. Le vibrazioni sono generate dal motore alternativo e vengono trasmesse alla vasca motore, passando attraverso dei supporti antivibranti che sono appunto posizionati tra appoggio e scatola motore. Successivamente si ha una trasmissione verso la piastra verticale lato motore e tutti gli altri componenti adiacenti, per poi arrivare alla cabina (anche tra la cabina e i propri appoggi ci sono degli elementi antivibranti utili a schermare le vibrazioni). Si intuisce chiaramente che sarebbe impossibile creare un modello agli elementi finiti di tutto il telaio: in primo luogo perché i risultati che uscirebbero dalle analisi dinamiche non sarebbero facilmente comprensibili e, in secondo luogo perché servirebbe una quantità spropositata di nodi per creare il modello e il calcolatore non ha una potenza computazionale necessaria a risolvere il sistema.

Quindi l'unica soluzione percorribile è quella di isolare alcune parti del telaio e realizzare delle analisi considerando porzioni di esso, inserendo i vincoli opportuni, così da simulare il comportamento reale della struttura. Nello specifico si è deciso di focalizzare l'attenzione sulla piastra verticale lato motore e quindi di tentare successivamente di diminuire le vibrazioni su di esso. Tutto questo è stato pensato facendo le seguenti considerazioni:

- La piastra verticale lato motore risulta essere la parte più estesa e con più massa di tutto il telaio e anche solo “a vista d'occhio” pareva essere l'elemento che subiva maggiormente l'effetto delle vibrazioni
- La piastra verticale lato motore si trova tra la fonte delle vibrazioni (motore alternativo) e la cabina (l'obiettivo dovrebbe essere principalmente quello di aver maggior confort all'interno di essa).

#### 4.2.1 Definizione della geometria

Per la creazione di un modello FEM è chiaramente necessario partire dalla decisione di quali componenti lo definiscono e in questo caso, in seguito di una serie di valutazioni su quale potesse essere la scelta più efficace, si è deciso di costruire e analizzare due modelli con concezioni di base che non si discostassero molto:

- Piastra verticale lato motore e Vasca motore: modello che comprende oltre alla piastra verticale lato motore detta anche spallone anche l'intera vasca motore (per questo modello sono stati eseguiti i calcoli sia con sia senza l'applicazione della massa motore ai quattro piedini, per semplicità di trattazione verranno sviluppati con maggior dettaglio le analisi relative al primo caso).
- Solo Piastra verticale lato motore: modello molto ridotto che comprende spallone e la lamiera verticale vasca motore (lasciata perché essendo legata direttamente sullo spallone si è pensato che potesse essere considerabile come una parte dello stesso).

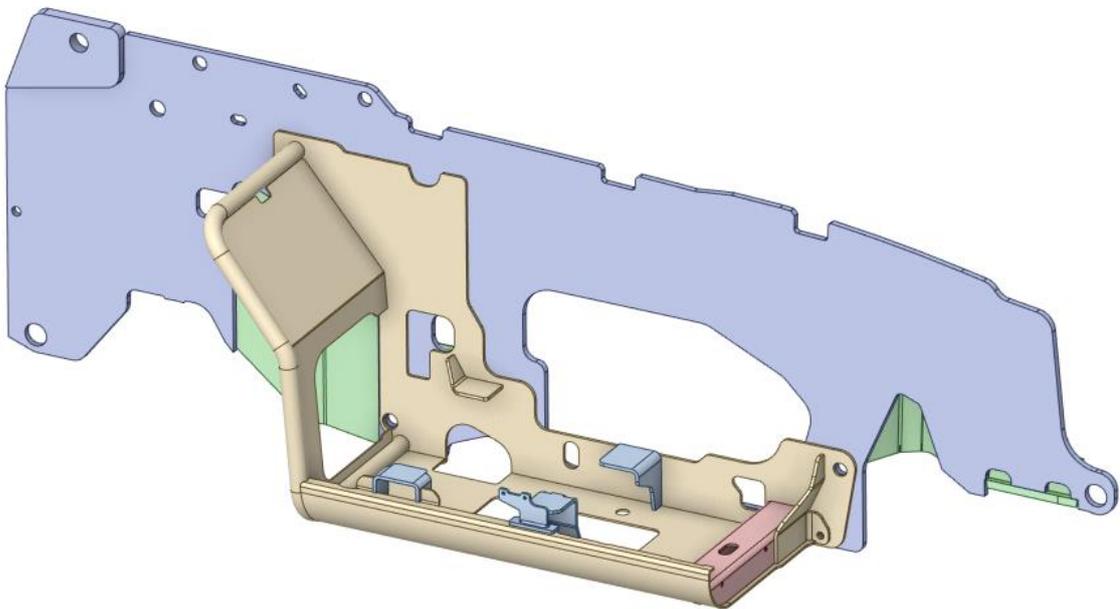
Si è optato per costruire due differenti modelli di uno stesso telaio principalmente perché a seguito dell'ideazione della geometria del primo (Piastra verticale lato motore e Vasca motore) si è pensato che fosse interessante valutare quanto e come influisce la vasca motore sulla dinamica della struttura; quindi, l'idea è stata quella di creare il secondo modello riducendone al minimo gli elementi, lasciando praticamente solo lo spallone. Quindi valutando le possibili differenze che mostreranno i due modelli e successivamente confrontandoli con i dati sperimentali si potrà capire come influisce la vasca e se almeno uno dei due rispecchia il comportamento reale.

Nei sottoparagrafi successivi è meglio specificata la geometria dei due modelli.

#### 4.2.1.1 *Modello 1: Piastra verticale lato motore e Vasca motore*

Come accennato nel precedente paragrafo, questo primo modello è più complesso rispetto al successivo perché oltre allo spallone (elemento principale da studiare) è stata inserita anche la vasca motore. Si sono considerati questi elementi in quanto, si crede che possano essere tutti quelli che hanno un'influenza sulla dinamica della struttura.

Nella figura sottostante è rappresentata una vista in prospettiva del CAD del modello in questione.



*Figura 4.6: Vista in prospettiva modello 1*

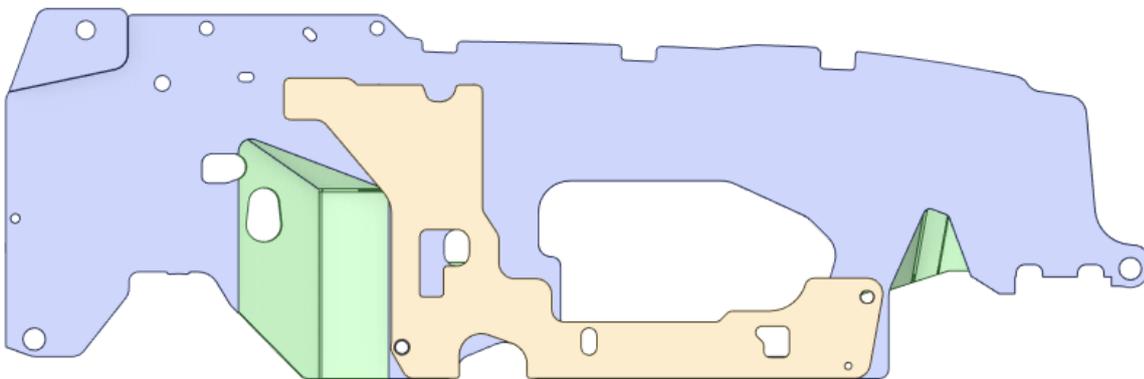
Si noti che la piastra chiamata anche spallone risulta essere leggermente semplificata rispetto a quella originale, in particolare alcuni piccoli fori sono stati rimossi. Quest'operazione è stata fatta in quanto, gli elementi tolti modificano in modo trascurabile la dinamica della struttura però costituivano un grande impedimento per la creazione di una buona mesh (tale semplificazione è valida per entrambi i modelli).

#### 4.2.1.2 *Modello 2: Solo Piastra verticale lato motore*

In questo caso si trascurano gli effetti di vasca motore e motore non essendo essi rappresentati e non essendoci dei vincoli su quel lato della struttura, mentre, come verrà specificato successivamente, la restante parte di telaio (quella eliminata in entrambi i modelli: vano centrale e lato cabina) è approssimata con dei supporti rigidi (presenti sul lato nascosto della figura sottostante).

Si tenga presente che questo modello è stato creato per cercare di capire se effettivamente la vasca motore ha degli effetti sulla rigidità della piastra verticale lato motore. Sicuramente alcune differenze si potranno notare tra le due analisi, però si vuole capire se queste siano trascurabili o meno ai fini della trattazione. In caso affermativo si avrebbe già un buon punto di partenza, da confermare poi con i dati sperimentali e soprattutto si potrebbe utilizzare un modello semplificato, che quindi richiede una potenza computazionale minore e di conseguenza dei tempi di risoluzione più contenuti, avendo comunque la certezza di star lavorando con risultati numerici comparabili a quelli di un modello più complicato.

Nella figura sottostante è rappresentata una vista laterale del CAD del modello in questione



*Figura 4.7: Vista laterale modello 2*

#### 4.2.2 Definizione dei vincoli

Entrambi i modelli presentano dei vincoli nelle zone di collegamento saldato tra la piastra verticale lato motore e i componenti del vano centrale che sono stati trascurati nell'analisi. Vincoli mostrati nella figura seguente (zone evidenziate in arancione), sono stati utilizzati 'supporti rigidi', ovvero tutti i Gdl di quelle superfici sono bloccati.

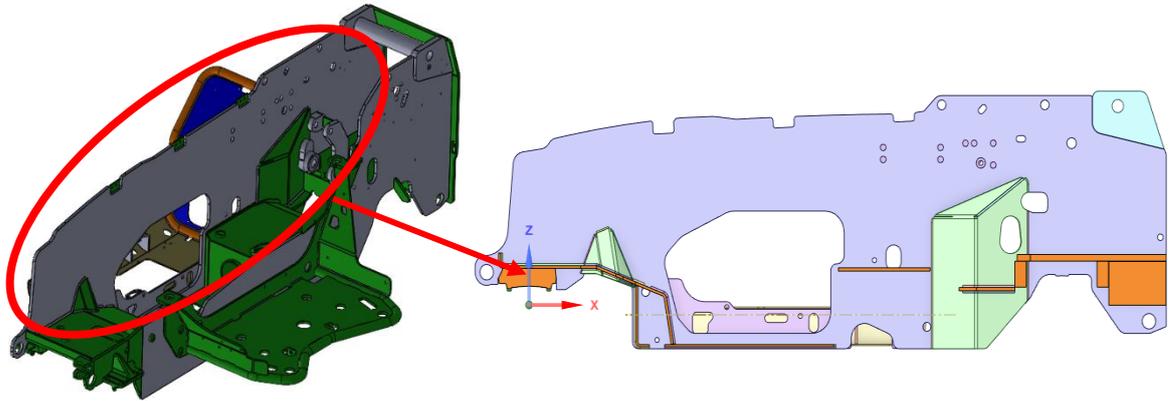


Figura 4.8: Indicazione posizionamento vincoli sui modelli

#### 4.2.3 Definizione della mesh

L'ultimo step per il completamento dei modelli è quello di definire la mesh. Come specificato nei paragrafi precedenti, questi modelli sono fatti per avere principalmente l'attenzione sulla piastra verticale lato motore; quindi, si è cercato di avere una qualità della mesh migliore in quella zona (però chiaramente gli elementi finiti di dimensione minore non sono sullo spallone perché essendo così esteso porterebbe ad avere un numero di nodi non gestibile dal calcolatore).

Nella pratica è stato necessario apportare alcune semplificazioni alla geometria del telaio rispetto alla struttura originale, in particolare alcuni piccoli fori sono stati rimossi (lo si può notare confrontando le figure relative ai modelli con quelle del telaio iniziale). Quest'operazione è stata fatta in quanto, i fori eliminati modificano in modo trascurabile la dinamica della struttura però costituiscono un grande impedimento per la creazione di elementi con forma e dimensione accettabile. Infatti, per seguire la curvatura di fori molto piccoli, gli elementi finiti devono assumere forme eccessivamente strette che vanno ad influire sulla forma degli elementi circostanti, creando una zona avente una mesh di scarsa qualità.

Nella figura successiva è mostrata la qualità che possiedono gli elementi dalla mesh del solo Modello 1 perché, il secondo modello presenta semplicemente dei componenti in meno (tutta la zona motore), però sullo spallone la bontà della mesh rimane la medesima. Sulla destra delle figure è presente una legenda che spiega cosa rappresentano i differenti colori (il livello di qualità che ogni colore indica).

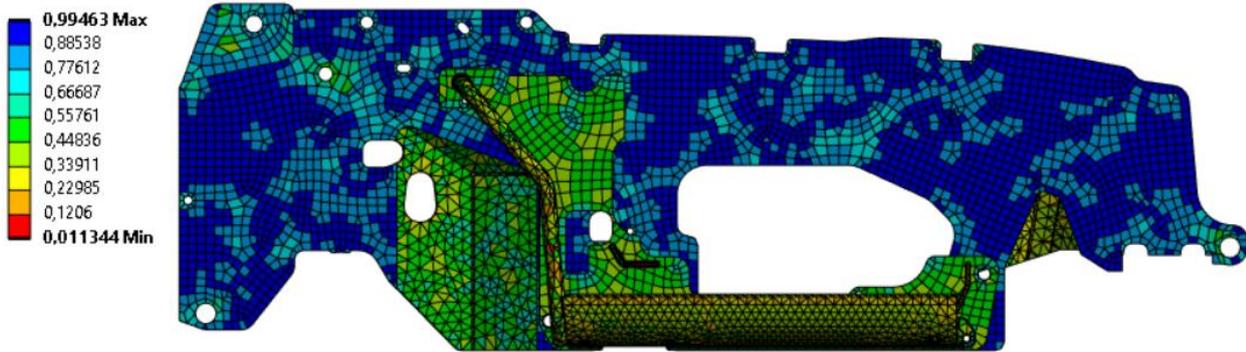


Figura 4.9: Qualità della mesh, Modello 1

### 4.3 Analisi modale telaio

Costruiti i modelli si passa all'esecuzione delle analisi, partendo dall'analisi modale. Tale analisi è utile a comprendere come si compongono i modi di vibrare e a quale frequenza naturale si verificano. Come specificato nel capitolo relativo ai cenni teorici, quest'analisi va eseguita in assenza di smorzamento e forzanti.

I risultati che ne usciranno dovranno essere successivamente messi in relazione alla forzante (motore alternativo della macchina telescopica) per capire se il sistema va in risonanza per determinate velocità di rotazione dell'albero motore (si verifica quando frequenza di eccitazione eguaglia all'incirca la frequenza naturale del sistema e risulta essere una situazione da scongiurare in quanto, l'ampiezza di vibrazione del sistema tende ad aumentare). Questa situazione, in caso di verifica, dovrà poi essere scongiurata o quanto meno limitata con le successive migliorie. Per lo sviluppo di questo progetto le analisi sono state eseguite mediante l'utilizzo del programma Ansys Workbench.

#### 4.3.1 Modello 1: Piastra verticale lato motore e Vasca motore

In questo paragrafo sono rappresentati i primi tre modi di vibrare e le relative frequenze naturali riguardanti il primo modello. I successivi modi non sono stati trattati perché presentano frequenze naturali al di sopra dei 100 Hz, quindi non verranno praticamente mai sollecitati dalla forzante o comunque la struttura non andrà mai in risonanza seguendo i modi superiori al terzo.

- Primo modo: vibra ad una frequenza  $f_1 = 34.067 \text{ Hz}$  ed è mostrato nella figura successiva, nella quale le zone rosse sono quelle che subiscono un maggior spostamento in relazione al resto della struttura (considerazione valida anche per le successive analisi modali).

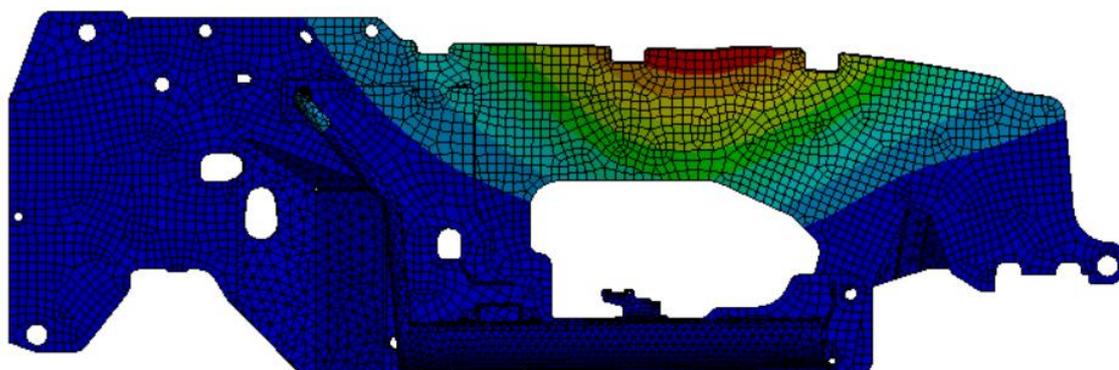
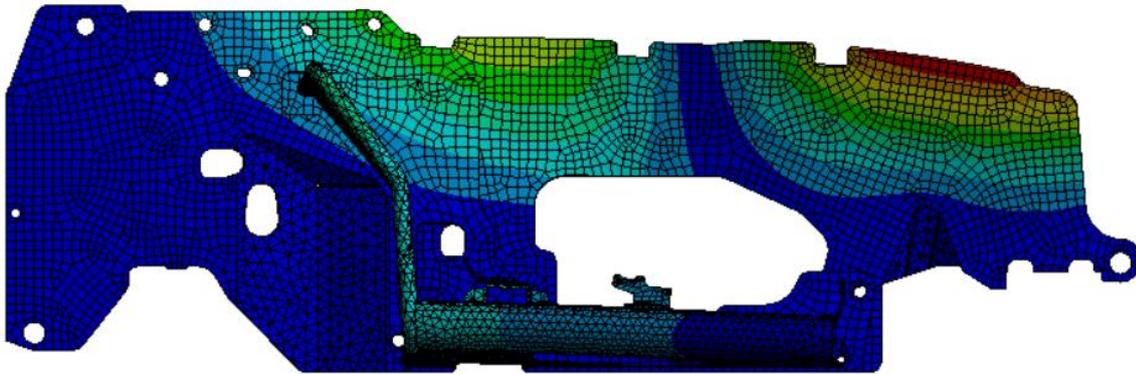


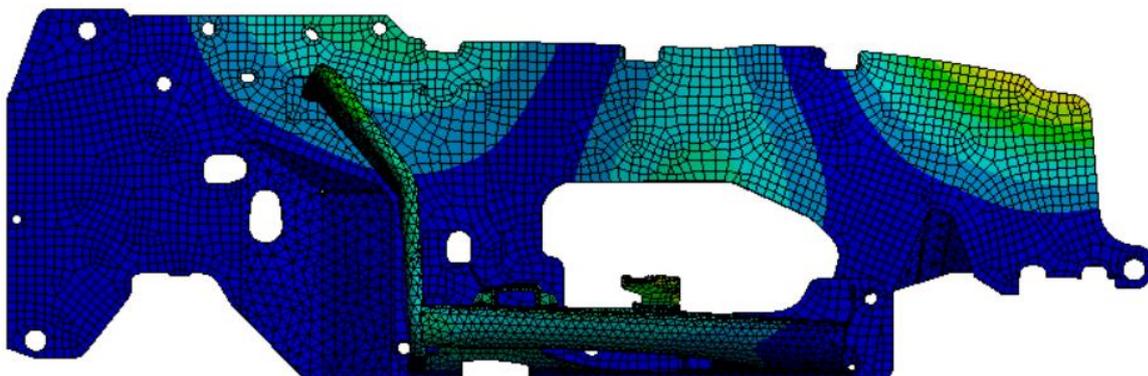
Figura 4.10: Primo modo Modello 1

- Secondo modo: vibra ad una frequenza  $f_2 = 59.634 \text{ Hz}$  ed è rappresentato nella figura sottostante.



*Figura 4.11: Secondo modo Modello 1*

- Terzo modo: vibra ad una frequenza  $f_3 = 70.287 \text{ Hz}$  e si presenta come mostrato nella successiva figura.



*Figura 4.12: Terzo modo Modello 1*

Sulla base del sistema di vincoli imposto ci si poteva aspetta all'incirca questi risultati. I modi di vibrare risultanti da questo primo modello sono molto simili a quelli di una trave libera o appoggiata agli estremi ed effettivamente se si rimuovono le zone vincolate lo spallone si riduce ad una trave sottile.

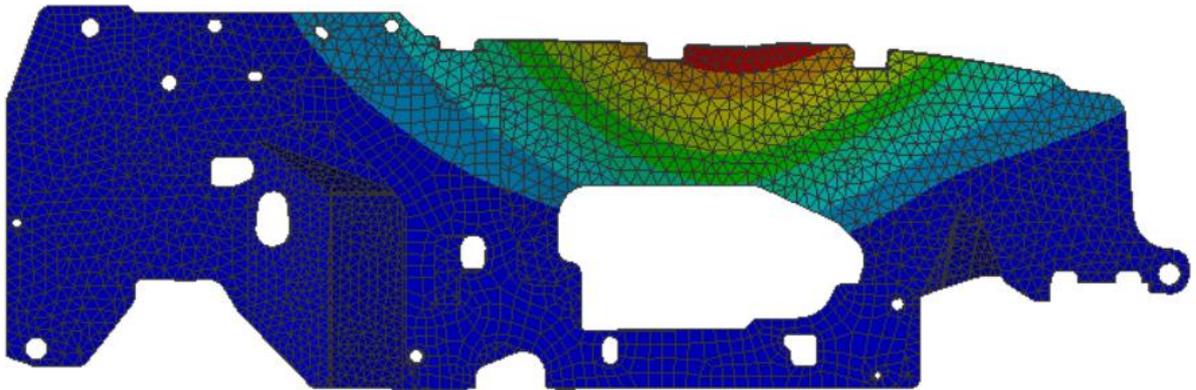
Risulta interessante notare che il primo modo mette in movimento una grande porzione di massa della piastra verticale lato motore, per altro non bilanciata, a differenza degli altri due che presentano più lobi che vibrano in direzioni opposte.

#### 4.3.2 Modello 2: Solo Piastra verticale lato motore

Per il secondo modello sono ripetute le stesse analisi fatte per il caso precedente e anche qui sono tenuti in considerazione solo i primi tre modi di vibrare, la scelta è stata presa facendo le medesime considerazioni del modello 1.

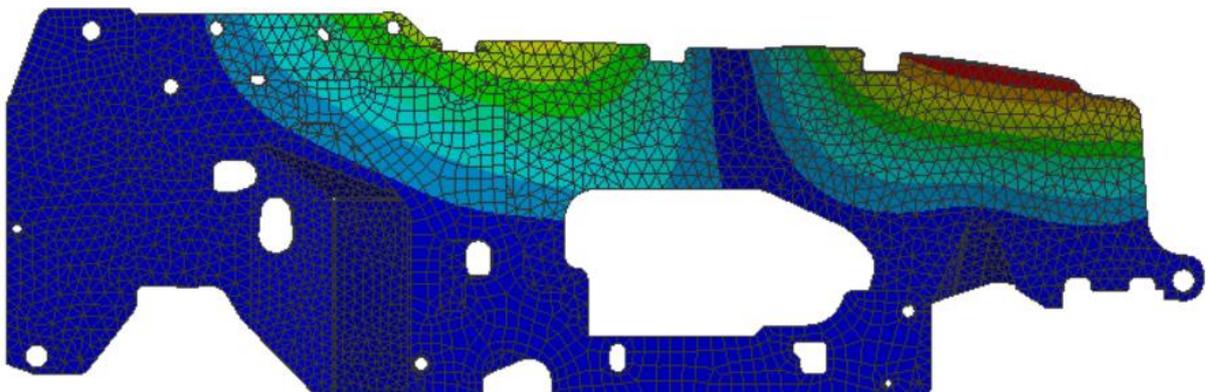
I tre modi sono quindi i seguenti:

- Primo modo: vibra ad una frequenza  $f_1 = 33.852 \text{ Hz}$  ed è mostrato nella figura successiva



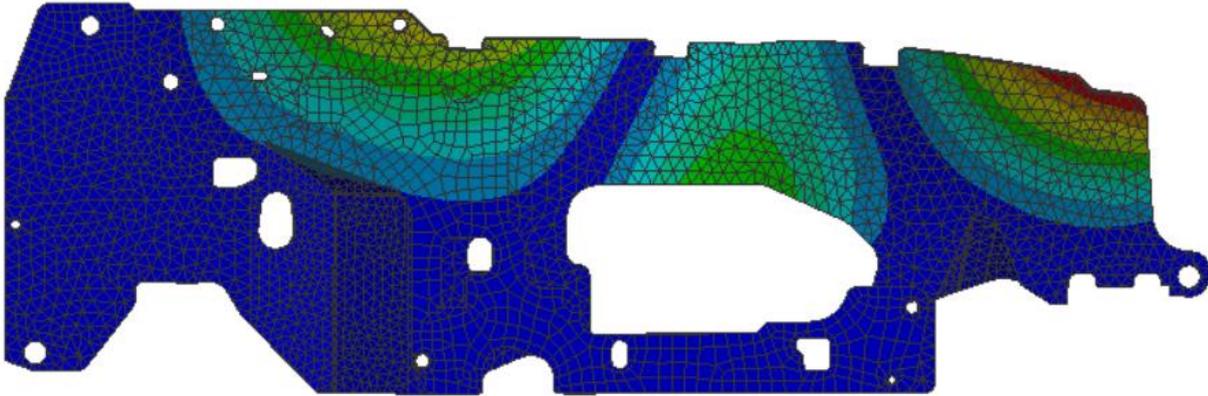
*Figura 4.13: Primo modo Modello 2*

- Secondo modo: vibra ad una frequenza  $f_2 = 59.825 \text{ Hz}$  ed è rappresentato nella figura sottostante.



*Figura 4.14: Secondo modo Modello 2*

- Terzo modo: vibra ad una frequenza  $f_3 = 73.359 \text{ Hz}$  e si presenta come mostrato nella successiva figura.



*Figura 4.15: Secondo modo Modello 2*

In seguito alla presentazione dei primi tre modi di vibrare di entrambe le soluzioni si nota, innanzitutto una grande somiglianza nei modi corrispondenti per i due modelli (differenza maggiore è nel terzo modo dove le due frequenze si discostano di circa  $3 \text{ Hz}$ ). L'unica chiara differenza tra i due casi è che il primo modello aggiunge anche il movimento della vasca motore nei modi, cosa non apprezzabile nel secondo in quanto quell'elemento proprio non è presente nella geometria. Questa grande somiglianza nei risultati dimostra che la vasca motore non ha molti effetti sulla dinamica dello spallone; quindi, è importante poter affermare che il Modello 2, che risulta essere più semplice, ha la stessa validità di modelli più complessi, ma il vantaggio è quello di poter lavorare con meno elementi nella mesh e di conseguenza eseguire dei test con tempi minori. Una seconda considerazione fattibile è quella che essendo i risultati mostrati dalle analisi modali dei due modelli simili, o entrambi sono validi oppure è necessario rivedere il sistema di vincoli e la scelta dei componenti del telaio da trascurare.

## 5 Misurazione ed analisi dei dati

Fatta l'analisi matematica del telaio attraverso la creazione di modelli agli elementi finiti è necessaria la valutazione di dati sperimentali che possa motivare le risposte avute nello studio teorico della struttura.

Gli strumenti utilizzati per le campagne di misurazione sono quelli spiegati al paragrafo 3, nello specifico si avevano a disposizione quattro accelerometri piezoelettrici triassiali e l'acquisitore. Nel lato pratico gli accelerometri (posizionati in determinate zone del telaio, sulla base di cosa si volesse misurare) sono collegati, tramite cavi, all'acquisitore che elabora i dati e li invia al PC, questi verranno a loro volta trasformati prima in formato Excell e successivamente in formato Matlab così da poter esser trattati più facilmente. I dati uscenti sono delle accelerazioni funzioni del tempo.

### 5.1 Prima campagna misurazioni e relativa analisi

In questa prima campagna di misurazioni ci si è posti l'obiettivo di creare un quadro generale della situazione dal punto di vista sperimentale. Considerando il fatto che l'azienda aveva a disposizione quattro accelerometri si è optato per posizionarli in quattro punti strategici che permettessero di avere un'idea generale del livello di vibrazioni su tutto il telaio. Quindi si è scelto di posizionarne uno sul carter del motore, un secondo sulla vasca motore, un terzo sulla piastra verticale lato motore e l'ultimo al di sotto della cabina.

La figura seguente specifica meglio le posizioni solo degli ultimi tre accelerometri elencati (cerchiati in rosso), in quanto il motore non fa parte del telaio e comunque la posizione di questo non influisce di molto perché su gran parte del carter il livello delle vibrazioni è simile.

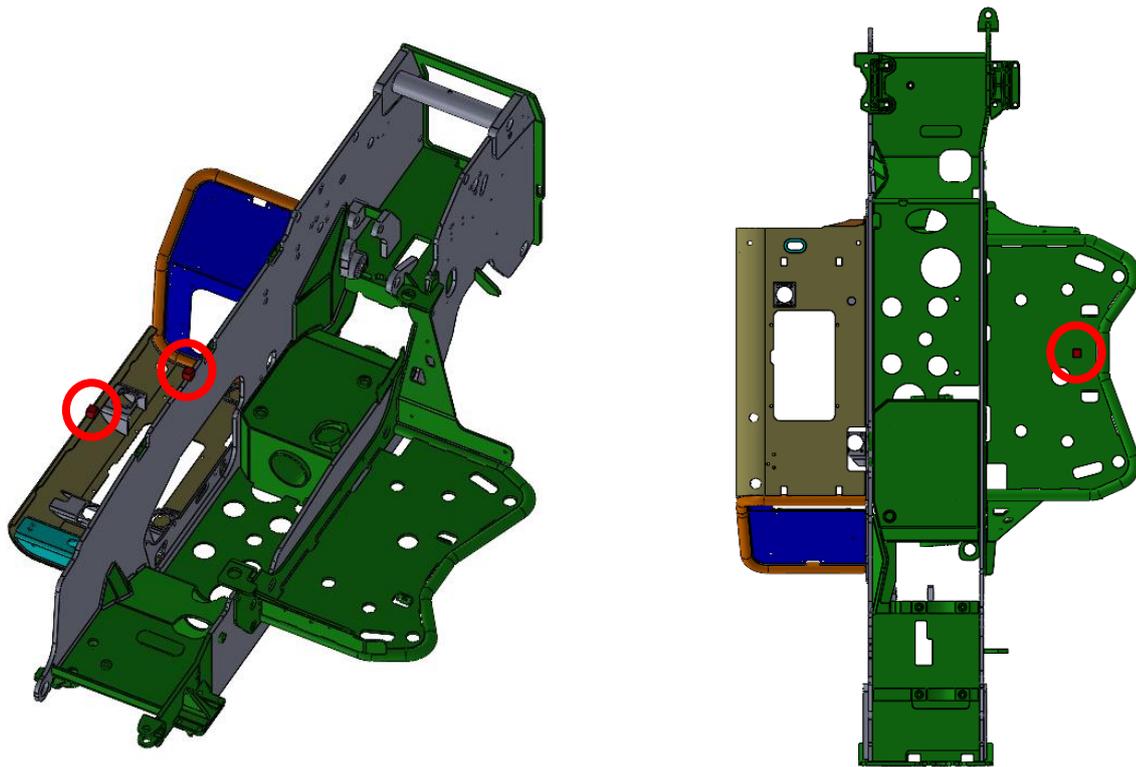


Figura 5.1: Posizione accelerometri prima misurazione

Bisogna specificare che questa prima campagna di misurazioni è stata effettuata mantenendo il motore ad un numero di giri fisso (inizialmente basso, si è partiti da un minimo di 900 *rpm*) per qualche secondo per poi passare ad una velocità più elevata e anch'essa è stata mantenuta fissa per un breve periodo di tempo e così via, fino ad arrivare ad un massimo di 2200 *rpm*, utilizzando degli step di 50 *rpm* tra 900 e 1200 *rpm*, di 100 *rpm* tra 1200 e 1800 *rpm* e, di 200 *rpm* tra 1800 e 2200 *rpm* (risultano quindici differenti misurazioni). Questo particolare metodo di misurazione è stato utilizzato nell'ottica di sostituire i risultati che avrebbe potuto dare un martelletto collegabile all'acquisitore, in grado di creare una forzante ad impulso. Con quello strumento si sarebbe generato un impulso in una posizione a piacere del telaio (ad esempio lo spallone) che eccita allo stesso modo tutto lo spettro di frequenze e, plottando la frequency response function tra input e accelerazione in direzione *y* dello spallone si sarebbero notati una serie di picchi, dei quali le frequenze corrispondenti sarebbero le frequenze naturali della struttura. Mentre in mancanza di questo determinato strumento ci si è aggiustati facendo ogni misurazione a velocità dell'albero motore costante e individuando nei diagrammi della fast fourier transform (dati spallone) a quale frequenza fossero i picchi con ampiezza maggiore.

L'analisi di questi primi dati evidenzia che vi sono in generale delle problematiche nell'ampiezza delle vibrazioni, ma questo era anche percepibile al tatto o sedendosi nell'abitacolo, che però si notano soprattutto ad un basso numero di giri, questo lo si può apprezzare nei successivi diagrammi, nei quali vengono messe a confronto le FFT ricavate dai dati dell'accelerometro sullo spallone in direzione y (coordinate accelerometri presenti in Figura 4.5) e di quello posizionato sul carter motore, direzione z. Sono riportati solo i diagrammi delle misurazioni fatte a velocità di rotazione considerate significative, per evitare di appesantire la trattazione (come detto prima le misurazioni sono quindici).

Nello specifico sono riportati i seguenti diagrammi:

- A basso numero di giri: 900 e 1000 rpm.
- A medio numero di giri: 1500 rpm.
- Ad alto numero di giri: 2000 rpm.

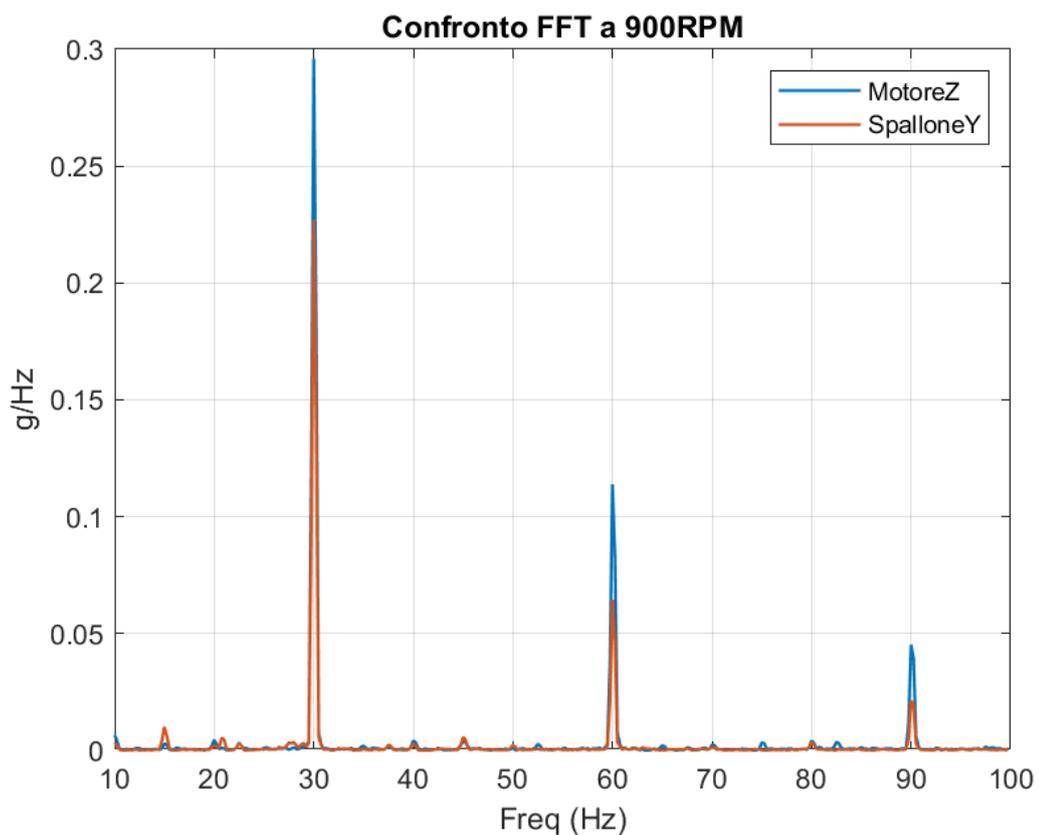


Figura 5.2: Confronto tra FFT di Spallone in dir. Y e Motore in dir. Z a 900 rpm

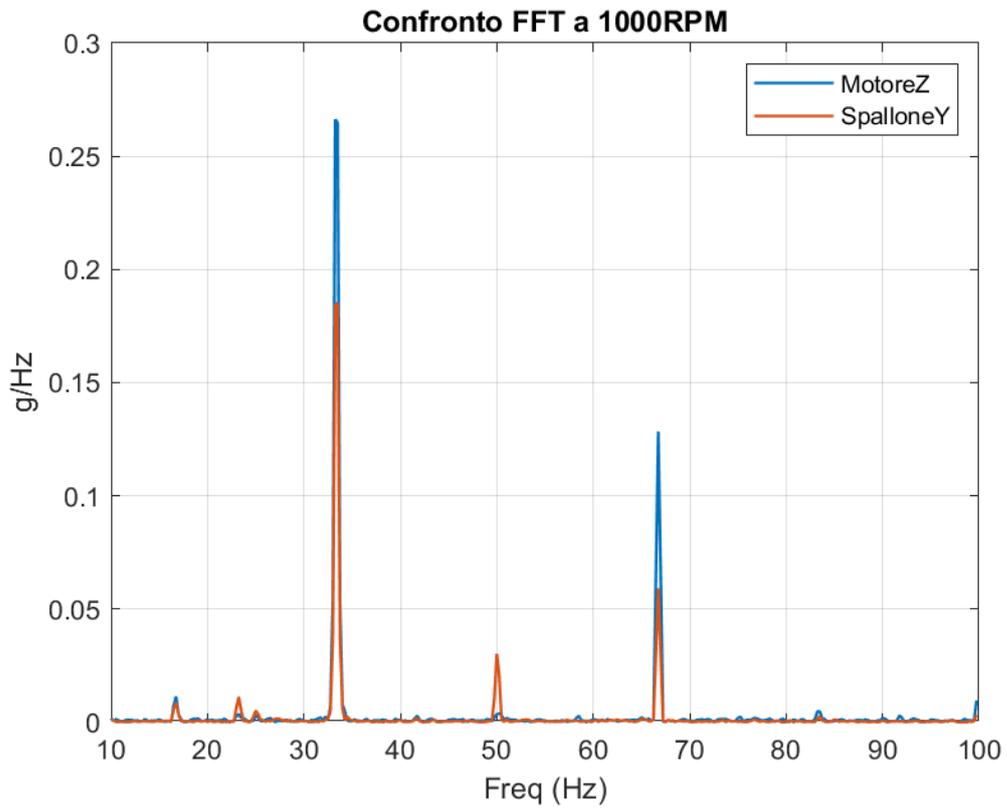


Figura 5.3: Confronto tra FFT di Spallone in dir. Y e Motore in dir. Z a 1000 rpm

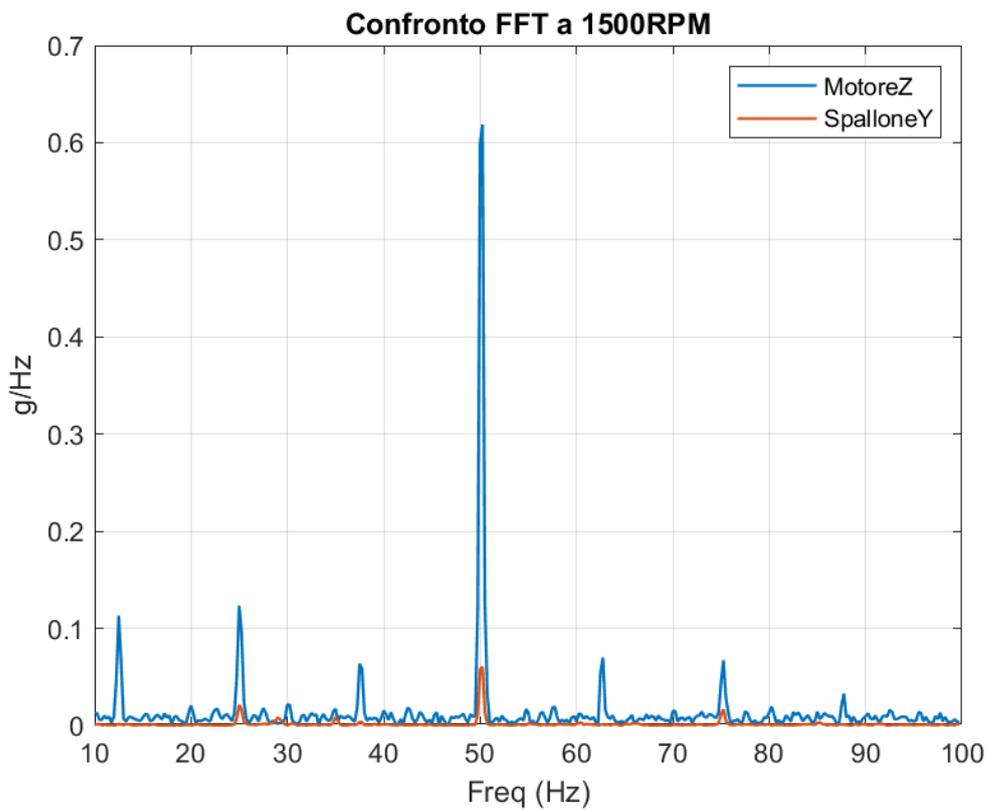


Figura 5.4: Confronto tra FFT di Spallone in dir. Y e Motore in dir. Z a 1500 rpm

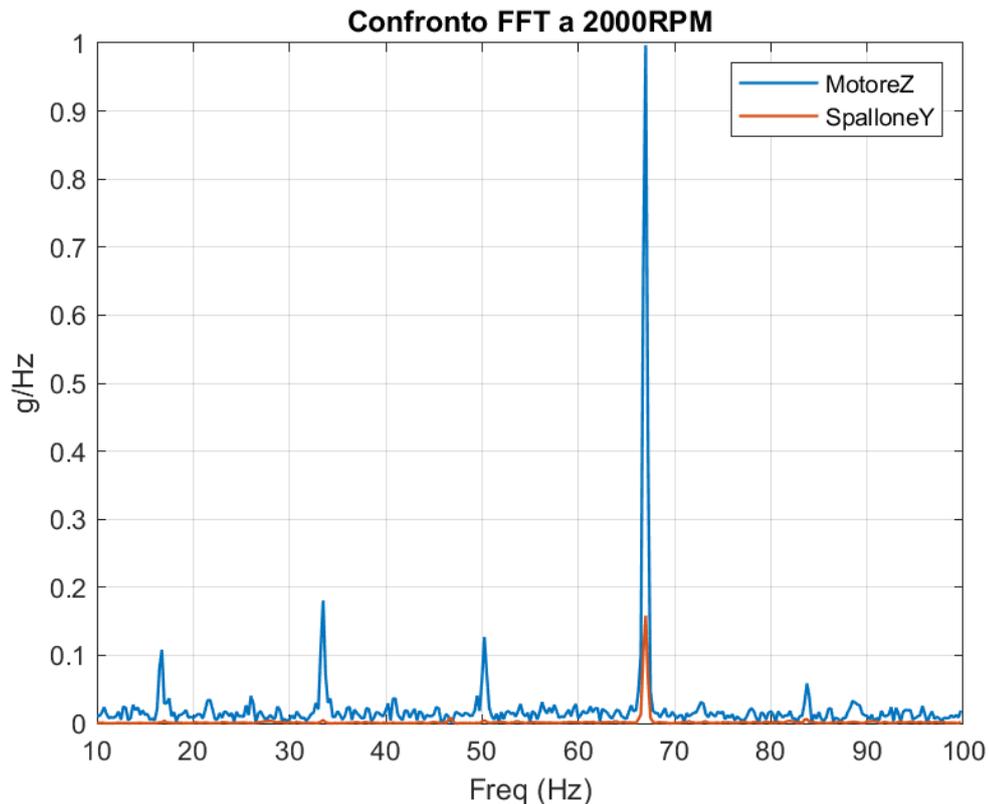


Figura 5.5: Confronto tra FFT di Spallone in dir. Y e Motore in dir. Z a 2000 rpm

Questi quattro diagrammi rappresentano abbastanza bene l'intera campagna di misurazioni e si può notare che a livello assoluto la forzante (in questo caso si considera come forzante l'FFT ricavata dai dati di accelerazione presi dall'accelerometro posizionato sul carter motore, in direzione Z) aumenta di ampiezza con l'aumentare del numero di giri, ma non vale lo stesso per l'andamento dell'accelerazione dello spallone in direzione y, che non varia molto in modo assoluto, mostrando comunque una leggera decrescita. Però è importante notare che in relazione alla forzante, la curva riguardante l'accelerazione in direzione y sulla piastra verticale lato motore, mostra una spiccata decrescita quantomeno tra bassi numeri di giri e valori medi della velocità di rotazione dell'albero. Quindi, come anticipato ad inizio paragrafo il problema sembrerebbe per lo più esserci a bassi giri perché l'output si discosta troppo poco dall'input (il margine di intervento è ampio), mentre aumentando la velocità del motore il livello assoluto dell'output rimane circa costante, però la schermatura delle vibrazioni è decisamente più apprezzabile e lo si nota bene dai diagrammi (i picchi di SpalloneY e MotoreZ sono molto diversi, col secondo che risulta essere il maggiore).

Con quest'analisi primitiva si inizia a comprendere quali siano i principali problemi dal punto di vista dinamico ed essendo queste problematiche abbastanza acute si è pensato di apportare un'immediata piccola modifica al telaio, così da sperare di poter lavorare su una macchina che non presenti tutte queste differenze con gli altri modelli in produzione, per quanto riguarda il livello di vibrazioni. Questo aggiornamento riguarda semplicemente la posizione dei supporti motore che viene leggermente modificata, con l'obiettivo di ridistribuire meglio il peso del motore stesso, cercando di rendere il più simile possibile il carico su ognuno dei quattro piedini. La modifica viene dettagliatamente trattata nel paragrafo successivo ed è stata fatta così velocemente perché già durante la progettazione di tale modello di sollevatore telescopico si era notato che il peso motore non fosse perfettamente bilanciato, a vantaggio però di una maggiore comodità durante il montaggio (motivazione da tenere in considerazione perché facilità di montaggio significa anche riduzione dei tempi di produzione e quindi risparmio di denaro).

## 5.2 Modifica telaio: nuovo posizionamento dei supporti motore

La modifica accennata nel paragrafo precedente qui verrà spiegata più nel dettaglio; quindi, come detto sono stati spostati i supporti motore per ottenere una configurazione che bilanciasse meglio il peso del motore stesso. Nella struttura iniziale si era privilegiata la comodità e velocità di montaggio a discapito di un possibile problema nella dinamica del telaio. La figura successiva mostra il nuovo posizionamento degli appoggi motore e confrontandola con Figura 4.1 si nota che il piedino posteriore interno (verso il vano centrale, fissato sulla piastra di collegamento tra spallone e vasca) è rimasto dov'era, mentre gli altri tre sono stati spostati: con il posteriore esterno che è stato alzato così come gli anteriori che però sono stati anche arretrati, avvicinandoli ai due posteriori (il baricentro del motore non si trova nel preciso centro della vasca, bensì più spostato verso il posteriore, nella direzione  $x$ ), con l'anteriore esterno che ha modificato decisamente di più la sua posizione rispetto all'altro.

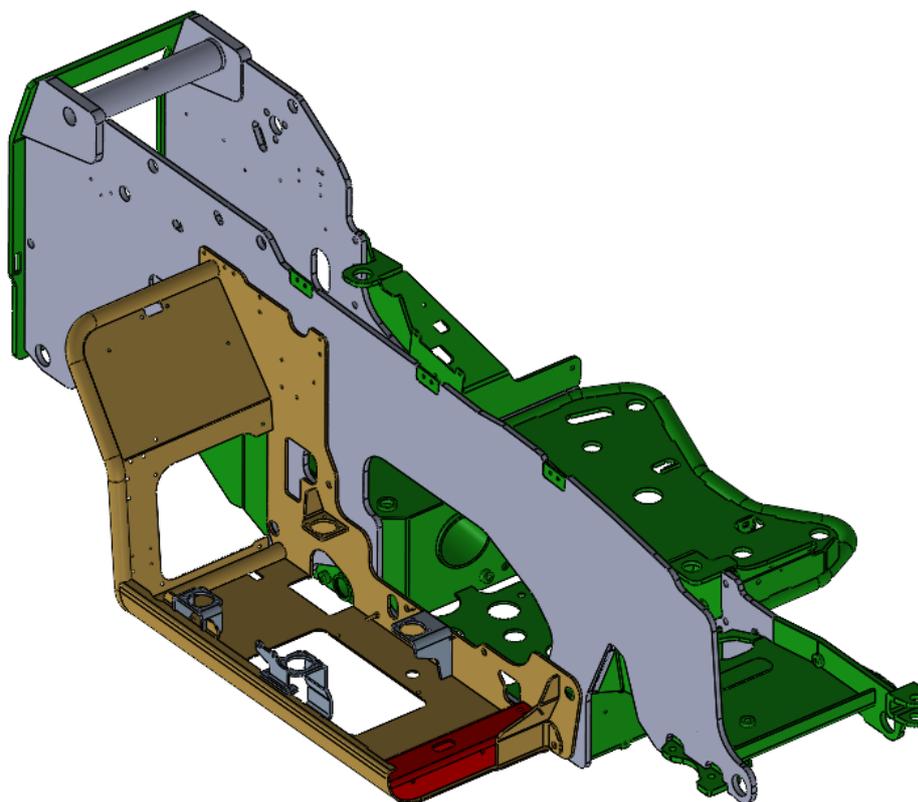


Figura 5.6: Seconda configurazione telaio

Dalla Figura 5.6 si apprezza il fatto che gli appoggi siano tutti all'incirca sullo stesso piano, però il baricentro motore non si trova nel mezzo dei quattro perché, come sottolineato prima, è spostato più verso il posteriore in direzione x, quindi il carico è meglio distribuito però si scarica comunque principalmente sui piedini posteriori, questo lo si può notare numericamente nelle tabelle successive che indicano il carico statico che deve sopportare ciascun appoggio (Tabella 1: configurazione pre-modifica, Tabella 2: configurazione post-modifica):

- Carico su supporti: Configurazione 1 (pre-modifica)

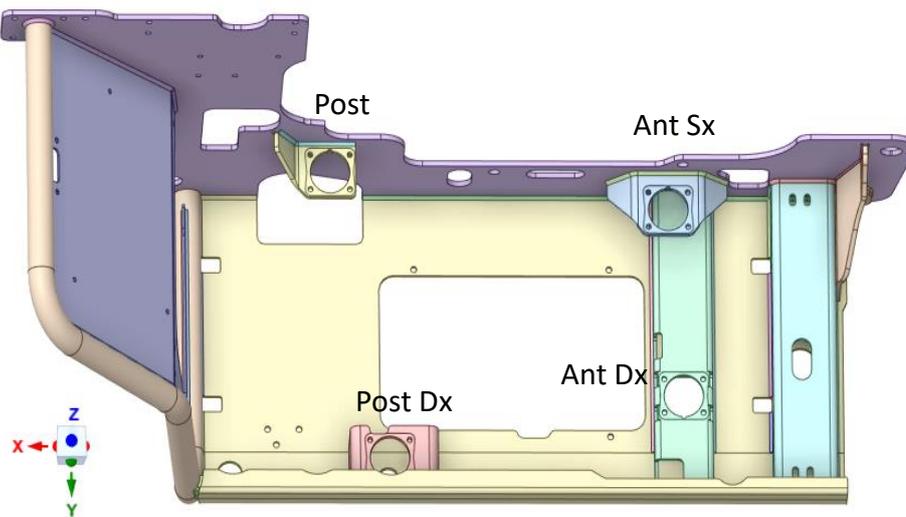


Figura 5.7:Indicazione nome supporti configurazione 1

Tabella 5.1:Reazioni vincolari configurazione 1

SUPPORTI	$R_x[N]$	$R_y[N]$	$R_z[N]$	$R_z[kg]$
<i>Post Sx</i>	-222,5	40,52	1664	169,6
<i>Post Dx</i>	1,968	50,31	1517	154,7
<i>Ant Sx</i>	56,3	-51,42	315,6	32,17
<i>Ant Dx</i>	173,1	-39,41	318,3	32,44

La reazione vincolare totale su ogni supporto è molto simile a quella verticale; quindi, non è stata indicata in tabella (affermazione valida anche per la configurazione 2).

I numeri confermano ciò che è stato anticipato in precedenza, ovvero che gli appoggi anteriori lavorano decisamente meno rispetto ai posteriori, per questo è stata fatta la modifica (punto successivo).

- Carico su supporti: Configurazione 2 (post-modifica)

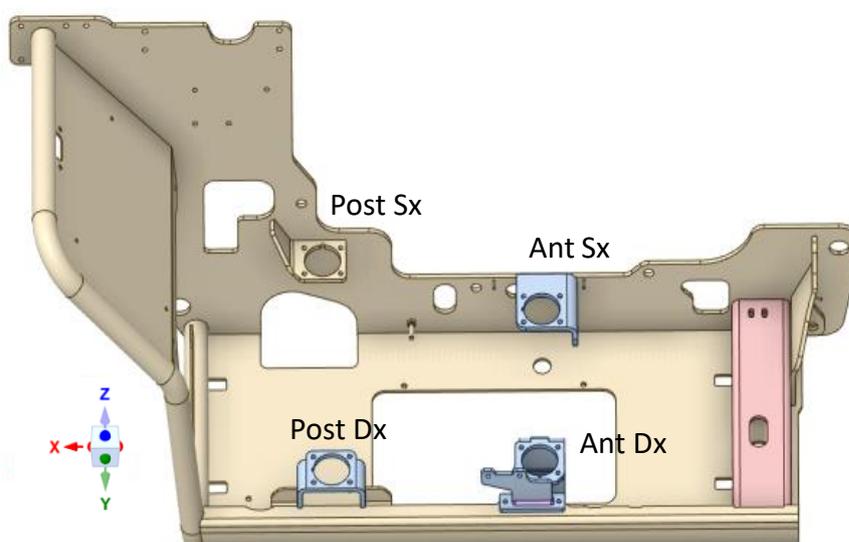


Figura 5.8:Indicazione nome supporti configurazione 2

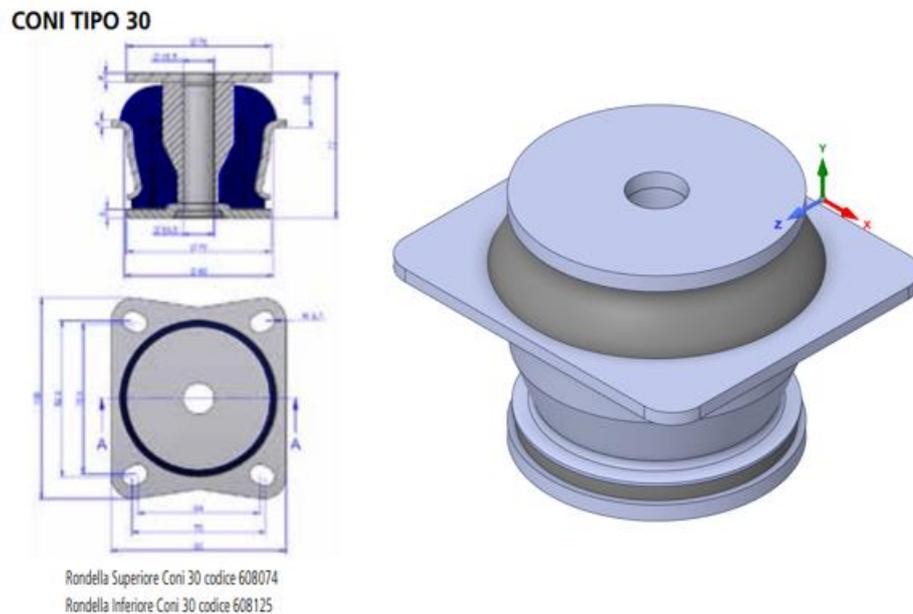
Tabella 5.2:Reazioni vincolari configurazione 2

SUPPORTI	$R_x[N]$	$R_y[N]$	$R_z[N]$	$R_z[kg]$
<i>Post Sx</i>	-106,9	2,513	1384	141,1
<i>Post Dx</i>	-0,67	-0,173	1214	123,7
<i>Ant Sx</i>	108,4	-2,548	689,5	70,3
<i>Ant Dx</i>	-0,764	0,208	527,6	53,8

Nella colonna relativa alla reazione vincolare in direzione z si nota che rimane un'ampia differenza tra i valori dei supporti posteriori rispetto agli anteriori, però la forbice è molto diminuita rispetto alla configurazione precedente.

Nelle due figure precedenti si vede bene che i supporti presentano un foro centrale, questo è il vano nel quale viene inserito il supporto antivibrante, elemento composto da un tassello in gomma utile a schermare le vibrazioni, però questi modificano la propria rigidità sulla base del carico che devono sorreggere e, nella prima configurazione, con la distribuzione di carico che c'era, i supporti anteriori non svolgevano quasi nessun compito. Bisogna anche sottolineare che la gomma antivibrante utilizzata è passata da essere 60 *Sh*, nella configurazione iniziale, a 40 *Sh* nella configurazione modificata.

Su questo tipo di sollevatore telescopico e supporti utilizzati per schermare le vibrazioni generate dal motore sono prodotti dall'azienda AMC Mecanocaucho e il modello in questione è un cono tipo 30, rappresentato nell'immagine successiva.



*Figura 5.9:Supporto antivibrante: cono tipo 30*

Questi come detto modificano il proprio funzionamento sulla base del carico statico che sorreggono, nello specifico la frequenza propria della sospensione diminuisce all'aumentare del peso supportato: La schermatura dipende dalla frequenza propria del supporto e dalla frequenza eccitante, in particolare la combinazione più efficiente si ha quando la prima è di bassa entità e se la seconda è alta. Tutto questo a parità di durezza della gomma, si noti che diminuendo questa proprietà in linea di massima sarà più semplice ottenere frequenze proprie basse.

### 5.3 Seconda campagna misurazioni e relativa analisi

A seguito della modifica spiegata nel paragrafo precedente, fatta successivamente ad una primitiva campagna di misurazioni utile semplicemente a dare uno quadro generale della situazione, si esegue una seconda campagna di acquisizioni, più strutturata della precedente e chiaramente fatta con il motore posizionato nella seconda configurazione degli appoggi.

Questa campagna, a differenza della prima, è stata eseguita modificando tre volte la posizione degli accelerometri sul telaio, per poter analizzare differenti sfaccettature riguardo la trasmissione delle vibrazioni e arrivare a diverse conclusioni. I tre posizionamenti sono riassunti nell'elenco successivo e verranno dettagliati meglio nei prossimi paragrafi.

- Confronto tra Configurazione 1 e Configurazione 2: in questo caso si è cercato di posizionare gli accelerometri nelle stesse posizioni della prima campagna di misurazioni (Figura 5.1) per poter fare un confronto tra le due configurazioni di posizionamento supporti e capire se i vantaggi teorici si riscontrano anche sperimentalmente.
- Caratterizzazione Piastra verticale lato motore: misurazioni atte a dare un primo giudizio riguardo la bontà dei modelli, cercando di individuare con mezzi sperimentali a quali frequenze il sistema va in risonanza. In questo caso si posizionano tre accelerometri sullo spallone (si cerca di metterli nei punti in cui le forme modali, dei modelli Ansys, presentano dei picchi) e uno sul carter motore.
- Caratterizzazione Motore: si ricavano dati di vibrazione al livello dei piedini: sia lato motore, sia lato vasca motore; quindi, in un primo caso si posiziona un accelerometro per supporto antivibrante e in un secondo caso si considerano due soli piedini e per ognuno di essi si mette un accelerometro a monte e uno a valle del supporto. Questo è stato pensato nell'ottica di confermare o bocciare quanto risulterà dalla valutazione dei modelli spiegata nel punto precedente, in questo caso confrontando le accelerazioni reali con quelle ricavate nelle analisi numeriche. Un obiettivo secondario è anche quello di studiare il comportamento dei supporti antivibranti e di caratterizzare la forzante su ogni supporto, così da poter eventualmente creare un modello in grado di trovare la posizione ottimale degli appoggi (nella modifica precedente sono stati spostati ma con l'unico criterio del bilanciamento del peso).

Si noti che tutte le misurazioni sono state fatte seguendo i medesimi passaggi della prima campagna ovvero mantenendo il motore ad un numero di giri fisso (inizialmente basso, si è partiti da un minimo di 900 *rpm*) per qualche secondo per poi passare ad una velocità più elevata, anch'essa mantenuta costante per un breve periodo di tempo e così via, fino ad arrivare ad un massimo di 2200 *rpm*.

#### 5.3.1 Confronto tra Configurazione 1 e Configurazione 2

Per avere un confronto valido tra le due configurazioni è necessario ricavare dei risultati sperimentali negli stessi punti del telaio nelle diverse misurazioni. Si è infatti cercato di rispettare il più possibile questo vincolo non riuscendoci però alla perfezione perché, non si era preventivata una modifica, nella posizione dei piedini, così anticipata e quindi nella prima campagna di misurazioni si era riusciti a fare solamente una misura che restituisse una visione generale della problematica e la precisa posizione degli accelerometri non era stata segnata sul telaio. Questo confronto può comunque dare un'idea di come è variata la situazione nei due casi, perché la posizione degli accelerometri non sarà precisamente la stessa ma è comunque abbastanza simile, soprattutto nel caso di quello sulla piastra verticale lato motore perché nella prima campagna era stato posizionato nei pressi di una variazione geometrica nella parte superiore della lamiera, posizione rispettata ovviamente nella seconda misurazione.

Il confronto è fatto attraverso la rappresentazione dei diagrammi di FFT sovrapposti, cioè in uno stesso grafico vi sono le FFT dei due casi, che sono chiaramente ricavate dai dati dell'accelerometro nella medesima posizione (ad es. Spallone in direzione y configurazione 1 confrontato con Spallone in direzione y configurazione 2 e non con Motore in direzione z, i dati devono essere relativi all'accelerometro nella stessa posizione e dev'essere considerata la stessa direzione). Tale sovrapposizione considera anche lo stesso numero di giri dell'albero motore e si è scelto di riportare solamente alcune velocità angolari prese come valido campione per rappresentare le intere campagne di misurazioni e nello specifico sono state utilizzate le stesse del paragrafo 5.1, facendo quindi una distinzione tra basse alte e medie velocità.

Seguirà dapprima il confronto tra le vibrazioni sulla piastra verticale lato motore in direzione y e successivamente quello relativo alla cabina in direzione verticale (z), queste hanno ampiezze molto piccole perché riguardano un punto decisamente lontano dalla forzante, però essendo che il comfort lo si percepisce li pareva interessante analizzare le differenze tra le due misurazioni.

Per quanto riguarda lo spallone si noterà un comportamento differente nel caso di bassi giri dell'albero motore (900 e 1000 rpm) rispetto a medie (1500 rpm) ed alte velocità (2000 rpm). Infatti, nel primo caso l'ampiezza delle oscillazioni della seconda acquisizione (misurazione relativa alla configurazione 2) è quasi dimezzata rispetto alla prima (misurazione relativa alla configurazione 1), mentre la situazione si inverte negli altri due casi, con però delle differenze nelle ampiezze nei picchi, perché a 2000 giri i picchi hanno un valore assoluto all'incirca triplicato rispetto alle misurazioni a 1500 giri.

Quindi riassumendo, la modifica apporta netti miglioramenti a basse velocità che con l'aumentare dei giri motore si annullano fino a creare una situazione peggiore rispetto a cosa vi era nella configurazione pre-modifica. Si pensa che in linea di massima la modifica sia valida perché la macchina raggiungerà raramente le velocità di rotazione massime, mentre molto spesso dovrà lavorare al minimo del range dei giri motore, campo in cui i miglioramenti sono apprezzabili (lato spallone). Un'altra necessità nel miglioramento a bassi giri rispetto agli alti sta nel fatto che, a parità di valore nel picco dell'FFT, si hanno ampiezze nell'oscillazione reale che risulteranno maggiori per le basse frequenze (eccitate appunto a bassi giri). Quindi tutto ciò porta a confermare che il compromesso, che è mostrato nella nuova configurazione di piedini è sicuramente valido e porta a risultati positivi

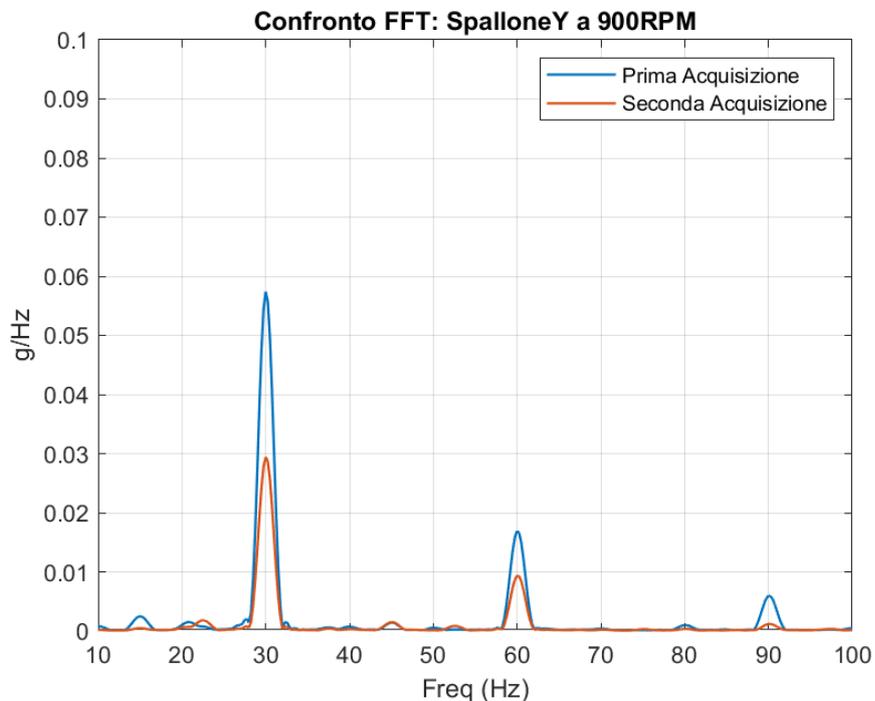


Figura 5.10: Confronto tra FFT di configurazione 1 e 2 dei dati sullo Spallone in dir. Y a 900 rpm

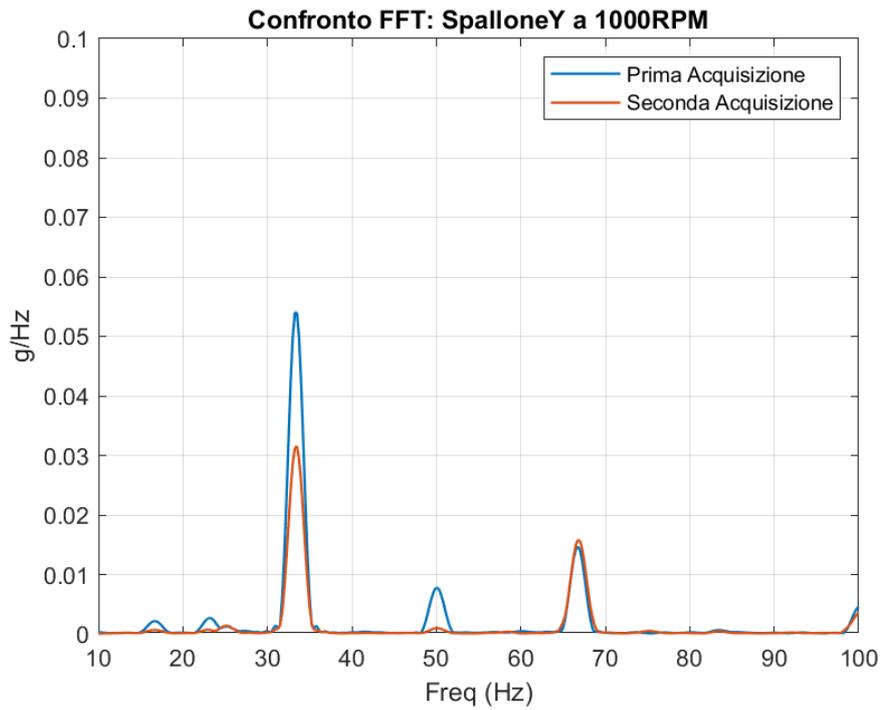


Figura 5.11: Confronto tra FFT di configurazione 1 e 2 dei dati sullo Spallone in dir. Y a 1000 rpm

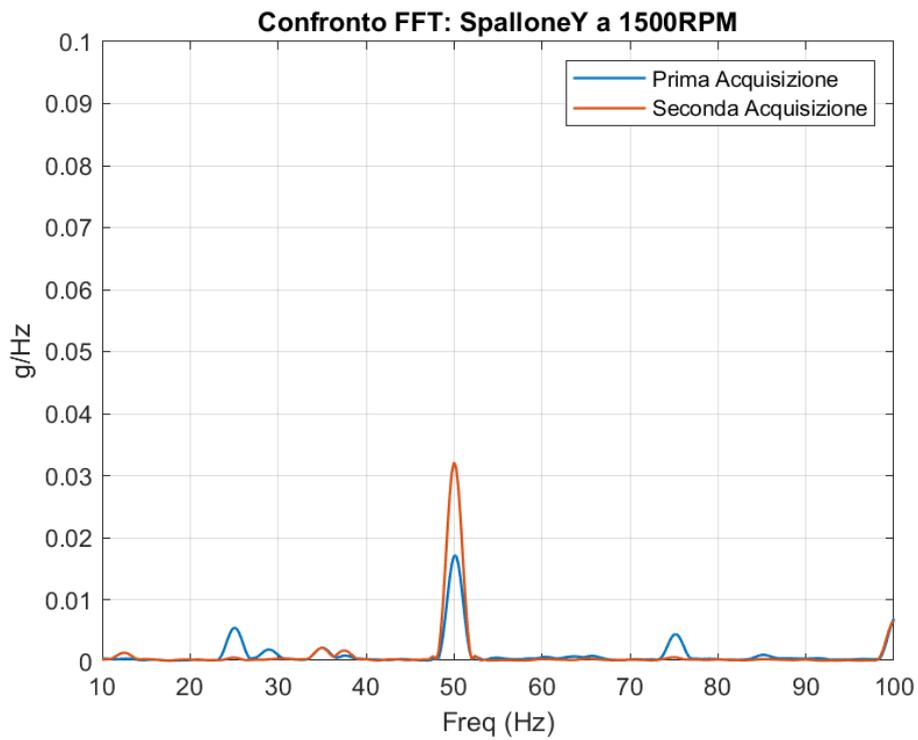


Figura 5.12: Confronto tra FFT di configurazione 1 e 2 dei dati sullo Spallone in dir. Y a 1500 rpm

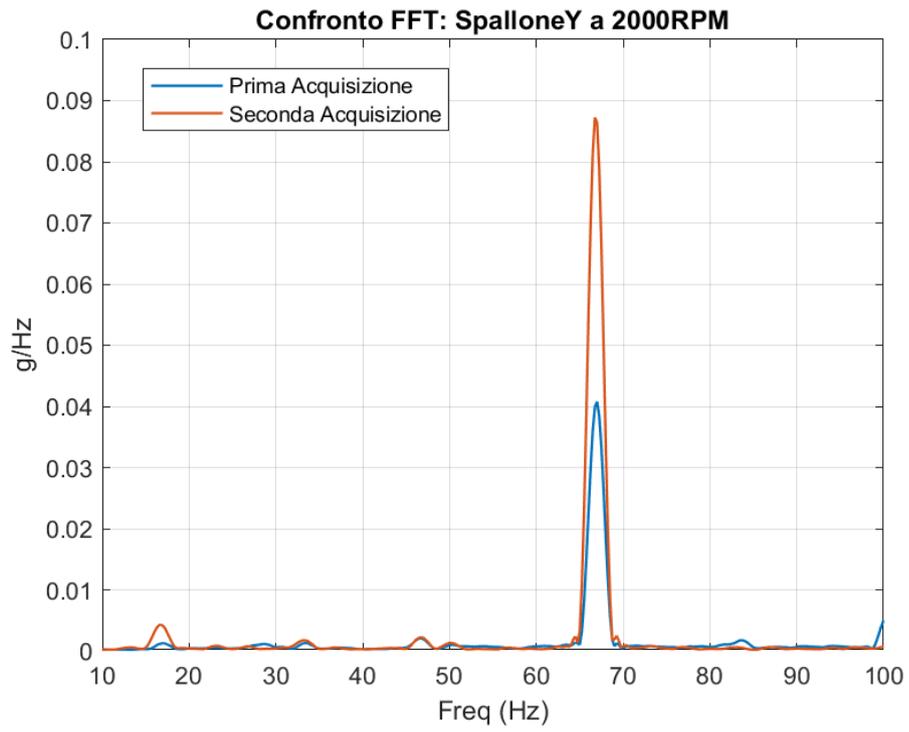


Figura 5.13: Confronto tra FFT di configurazione 1 e 2 dei dati sullo Spallone in dir. Y a 2000 rpm

Analizzati i dati sperimentali relativi alla piastra verticale lato motore si passa a quelli riguardanti la cabina (si analizza solo la direzione verticale), qui si potrà notare, dalle successive figure, che il miglioramento è ancora più massiccio, perché a basse e medie velocità i picchi relativi alla prima acquisizione sono di parecchio maggiori e il cambio di tendenza si ha solo nel diagramma della misurazione fatta a 2000 rpm, per altro con dei valori in modulo molto inferiori rispetto ai primi due diagrammi, relativi a bassi giri motore. In generale i valori presenti in questi diagrammi sono decisamente minori se confrontati con quelli dello spallone, in quanto, la cabina si trova più distante dal motore (forzante) e quindi le ampiezze delle vibrazioni si smorzano nel passaggio tra gli elementi del telaio.

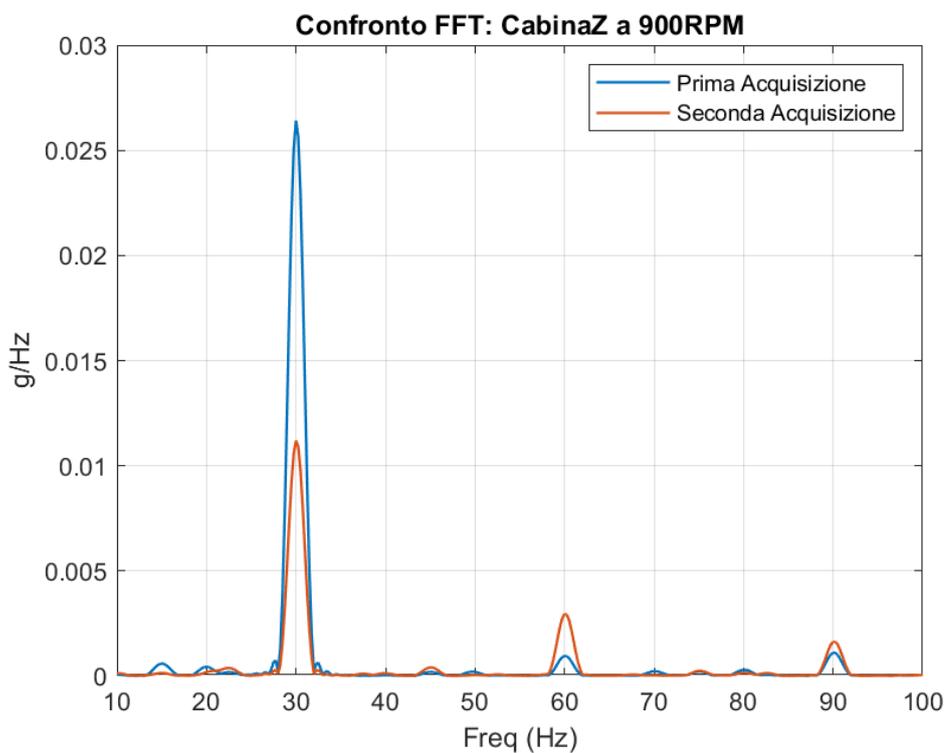


Figura 5.14: Confronto tra FFT di configurazione 1 e 2 dei dati sulla Cabina in dir. Z a 900 rpm

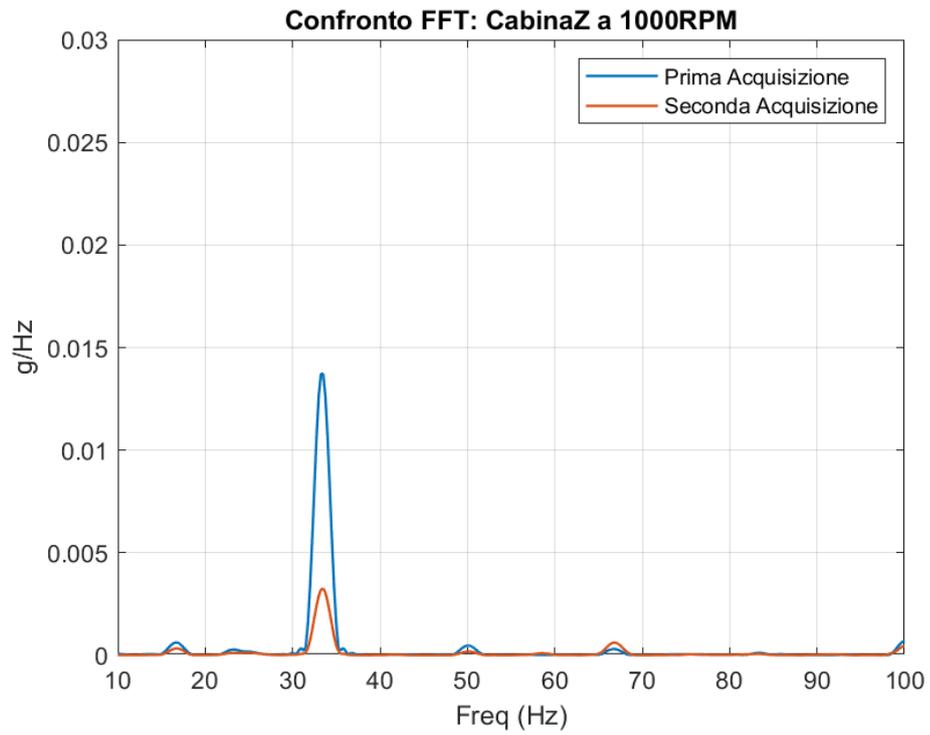


Figura 5.15: Confronto tra FFT di configurazione 1 e 2 dei dati sulla Cabina in dir. Z a 1000 rpm

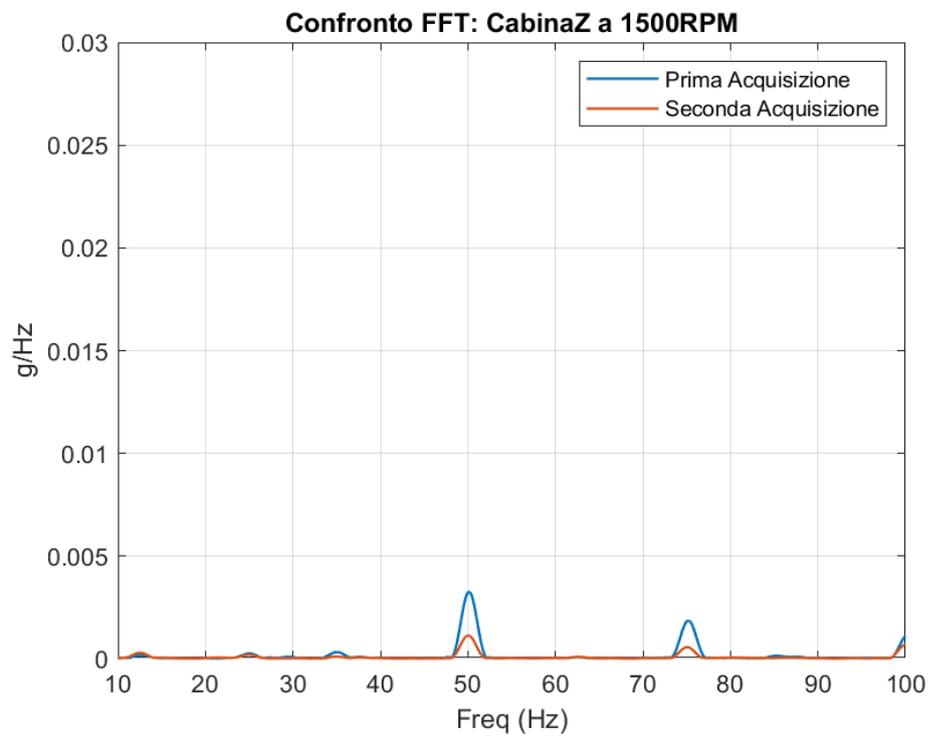


Figura 5.16: Confronto tra FFT di configurazione 1 e 2 dei dati sulla Cabina in dir. Z a 1500 rpm

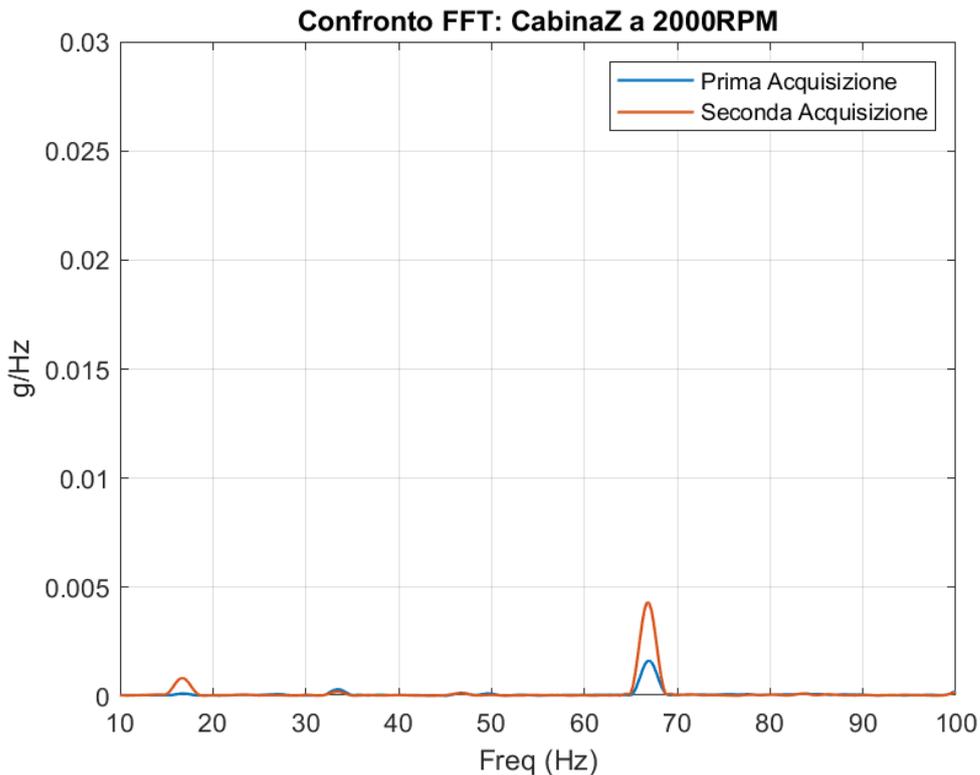


Figura 5.17: Confronto tra FFT di configurazione 1 e 2 dei dati sulla Cabina in dir. Z a 2000 rpm

In questa trattazione si può notare che, all'interno dei due macro-blocchi di analisi (primo blocco: analisi vibrazioni sullo spallone in direzione Y, secondo blocco: analisi vibrazioni sulla cabina in direzione Z), i diagrammi mostrati presentano lo stesso massimo e lo stesso minimo sull'asse delle ordinate, così da poter apprezzare velocemente le differenze di ampiezza tra i vari picchi. Si noti anche che l'appena nominato asse delle ordinate ha come unità di misura delle accelerazioni, che si differenziano dagli spostamenti; infatti, due picchi di pari ampiezza, di accelerazione, a frequenze differenti avranno diverse ampiezze se tramutati in spostamenti, perché a frequenze maggiori si hanno minori periodi e di conseguenza lo spostamento in valore assoluto diminuirà (concetto accennato precedentemente quando si motivava il perché dell'importanza di avere il focus sulle basse frequenze).

Si conclude così il primo passaggio della seconda campagna di misurazioni, riguardante il confronto tra le due configurazioni di posizionamento dei piedini e si può affermare che la modifica abbia portato miglioramenti abbastanza validi, pur non avendo apportato delle variazioni trascendentali al telaio. Nel successivo paragrafo sarà dettagliata la caratterizzazione della piastra verticale lato motore, che permetterà di dare una primitiva valutazione sui modelli presentati nel capitolo 4, che dovrà poi essere confermata con le ultime misurazioni fatte sui piedini motore.

### 5.3.2 Caratterizzazione Piastra verticale lato motore

L'obiettivo di questa fase della seconda campagna di misurazioni è quello di caratterizzare la piastra verticale lato motore sperimentalmente e quindi cercare di valutare la bontà dei modelli numerici, banalmente se c'è una corrispondenza sperimentale con i risultati numerici il modello è considerabile, in prima battuta, valido. Ovviamente la sovrapposizione tra le due metodologie non è necessario che sia perfetta, le differenze tra le due devono però poter essere trascurabili.

Nella pratica, per realizzare quanto appena introdotto, sono stati posizionati tre accelerometri sullo spallone, con l'obiettivo di riuscire ad intercettare i primi tre modi della struttura. Quindi si è cercato di mettere gli accelerometri nei punti di massimo spostamento dei modi (basandosi su ciò che indicano i risultati dell'analisi modale). Nella figura successiva si può apprezzare in maniera più dettagliata il posizionamento.

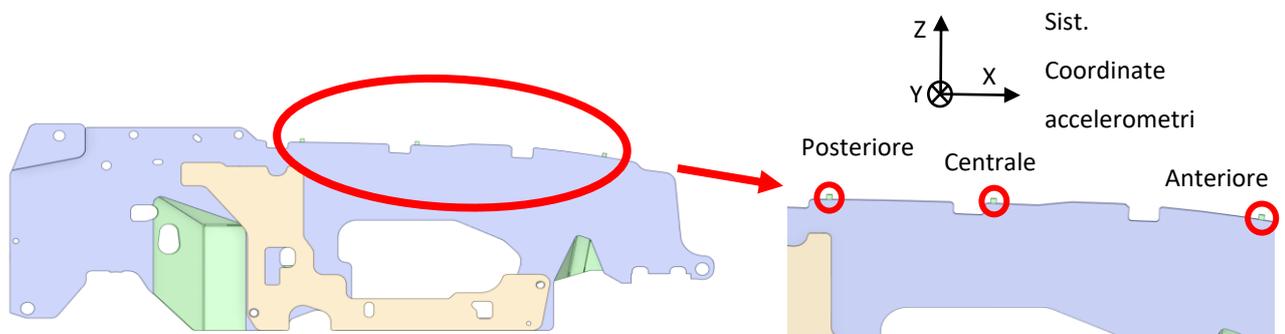


Figura 5.18: Posizionamento accelerometri

Anche in qui le misurazioni sono state svolte come nei precedenti casi, quindi mantenendo determinate velocità di rotazione dell'albero motore costanti, partendo da 900 rpm arrivando a 2200 rpm facendo prima degli step di 50 rpm poi 100 rpm e, per le ultime due misure, 200 rpm.

Le analisi sono state fatte sui grafici di FFT costruiti per ogni direzione di ogni accelerometro sullo spallone, ad ogni velocità mantenuta costante. Da questi diagrammi si è pensato di isolare le curve che presentano un fattore di amplificazione maggiore. Si è considerato come fattore di amplificazione il rapporto tra valore assoluto del massimo picco dell'FFT dell'output (ci sono più output e si riferiscono ai dati rilevati dagli accelerometri sullo spallone, presi in tutte e tre le direzioni) e il valore assoluto del picco dell'FFT, ricavato alla frequenza corrispondente, relativo all'input (in questo caso come input si considerano i dati ricavati dall'accelerometro posizionato sul carter motore).

Nella pratica il fattore di amplificazione restituisce quanto si amplificano o si riducono le vibrazioni tra input e output. Successivamente, con l'aiuto di grafici si intuirà meglio come è stato ricavato questo fattore, però basti sapere che i massimi valori di tale coefficiente sono distribuiti principalmente sulle curve ricavate a 900, 1800 e 2000 rpm. La forzante a tali velocità vibra alle frequenze principali rispettivamente di 30, 60 e 67 Hz.

Per mostrare più nello specifico i risultati sperimentali appena accennati sono rappresentati due tipi differenti di grafici:

- A velocità costante: tre diversi diagrammi nei quali in ognuno vi saranno le FFT ricavate dalla direzione y dei tre accelerometri posizionati sulla piastra verticale lato motore e dalla direzione z dell'accelerometro messo sul carter motore, tutto ciò considerando che ogni diagramma si riferisce a dati ricavati ad una delle specifiche velocità menzionate precedentemente. Questo tipo di grafico è utile a percepire il fattore di amplificazione.
- Ad accelerometro fisso: anche qui vi saranno tre grafici, uno per ogni accelerometro presente sullo spallone (si considerano i dati ricavati nella direzione y), con tre curve per ognuno che si riferiscono alle tre velocità di rotazione anticipate in precedenza. Questa modalità di rappresentazione dei risultati è utile ad apprezzare in un solo diagramma la generale situazione su un singolo accelerometro (che alla fine rappresenta il punto in cui è situato).

### 5.3.2.1 Diagrammi a velocità costante

Da questo tipo di diagrammi si percepisce il fattore di amplificazione; quindi, nei grafici ci saranno quattro FFT tutte calcolate con dati presi alla stessa velocità (900, 1800 e 2000 rpm) di rotazione motore (cioè in una stessa misurazione). Le quattro curve sono relative alle vibrazioni in direzione y per ogni accelerometro sulla piastra verticale lato motore e a quelle in direzione z per l'accelerometro sul motore.

Nel seguente elenco sono rappresentati e spiegati i tre diagrammi, nel primo vi sarà anche un semplice esempio di come è stato calcolato il fattore di amplificazione. Un'importante precisazione, valida in generale per tutti i grafici, riguarda il valore di questo coefficiente in quanto, risulta essere sempre minore di uno e potrebbe sembrare anomalo, perché si stanno cercando le frequenze di eccitazione che mandano in risonanza la struttura e teoricamente in questa situazione gli elementi eccitati vedono amplificate le proprie vibrazioni rispetto a quelle della forzante (fattore di amplificazione maggiore di uno). Quest'anomalia però è motivata dal fatto che tra motore e vasca motore sono presenti dei supporti antivibranti che limitano l'ampiezza delle vibrazioni non permettendo di poter notare una classica risonanza; perciò, avendo tutti i fattori di amplificazione inferiori all'unità si è pensato che la risonanza si verificasse con i coefficienti maggiori.

- FFT a 900 rpm: dal diagramma successivo si noterà che la forzante presenta l'armonica principale a 30 Hz e le risposte risultano essere tutte inferiori (come ci si aspettava, per via dell'effetto degli antivibranti), però tra le tre la più elevata è quella relativa all'accelerometro posizionato centralmente nello spallone e presenta un fattore di amplificazione circa pari a 0.33. Questo valore è stato ricavato con l'utilizzo del seguente rapporto:

$$Fatt. Ampl = \frac{\text{picco FFT spallone centrale a 30 Hz}}{\text{picco FFT motore a 30 Hz}} = \frac{0.062}{0.19} \cong 0.33$$

Il fatto che quello appena presentato risulti essere il rapporto maggiore tra i tre ottenibili combacia con quanto mostrato nei modelli in quanto, si poteva notare che il primo modo mette in movimento principalmente la parte centrale dello spallone, con una frequenza naturale intorno ai 33 Hz, quindi molto vicina ai 30 Hz risultanti dalle analisi sperimentali.

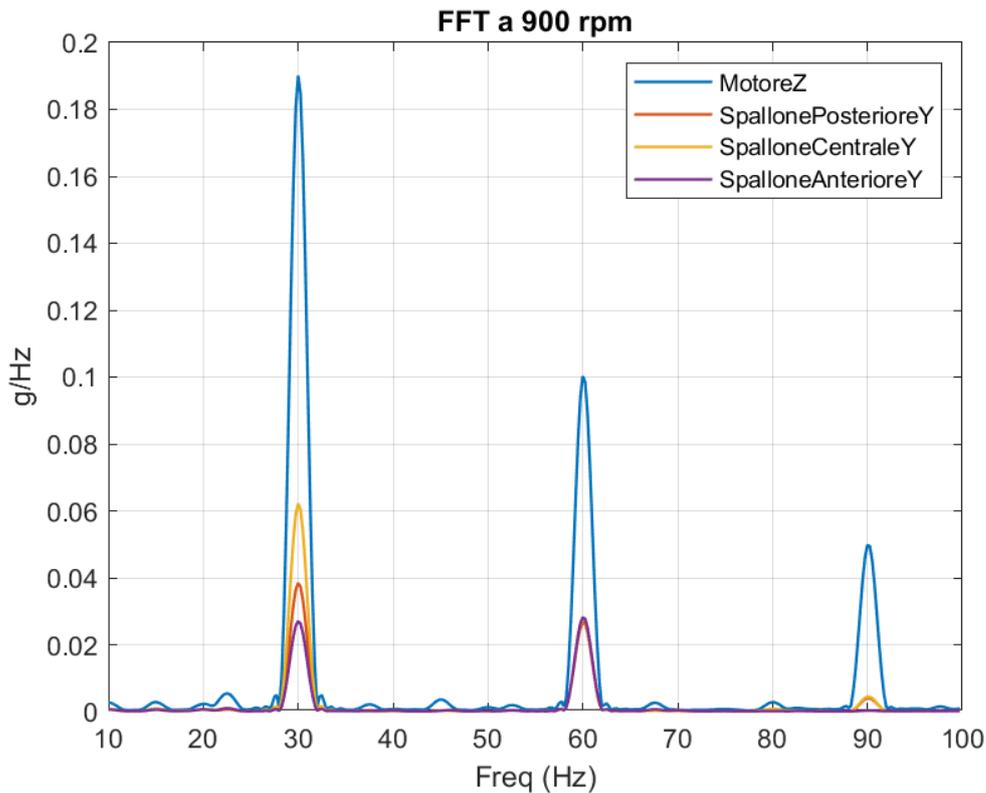


Figura 5.19: Confronto FFT a 900 rpm

- FFT a 1800 rpm: in questo secondo diagramma l'armonica principale risulta essere a 60 Hz, mentre le armoniche secondarie (semi armoniche) non sono visibili perché hanno frequenze proprie superiori al fine scala di tale grafico. Qui, in modo analogo al caso precedente, l'ampiezza maggiore la possiede il motore però, subito al di sotto, con un fattore di amplificazione circa uguale a 0.76, vi è il picco relativo all'accelerometro anteriore; segue quello relativo all'accelerometro centrale e con ampiezza minore chiude l'accelerometro posteriore. Dal successivo diagramma si possono trarre conclusioni che vanno nella direzione della conferma dei modelli: il fatto che si abbia un fattore di amplificazione relativamente elevato soprattutto nella parte anteriore dello spallone ma anche, se pur inferiore, nella zona posteriore, proprio a 60 Hz e si ricorda che i modelli indicavano la seconda frequenza naturale intorno a quel valore e il modo mostrava due lobi, uno sull'anteriore e l'altro sul posteriore dello spallone. Però è anche presente un'informazione che nei modelli non è così marcata, ovvero il fatto che il fattore di amplificazione relativo all'accelerometro centrale ha un valore compreso tra gli altri due e soprattutto è maggiore a quello mostrato nel caso precedente, però il secondo modo visibile nelle analisi modali dei modelli mostra un movimento molto scarso nella zona centrale dello spallone.

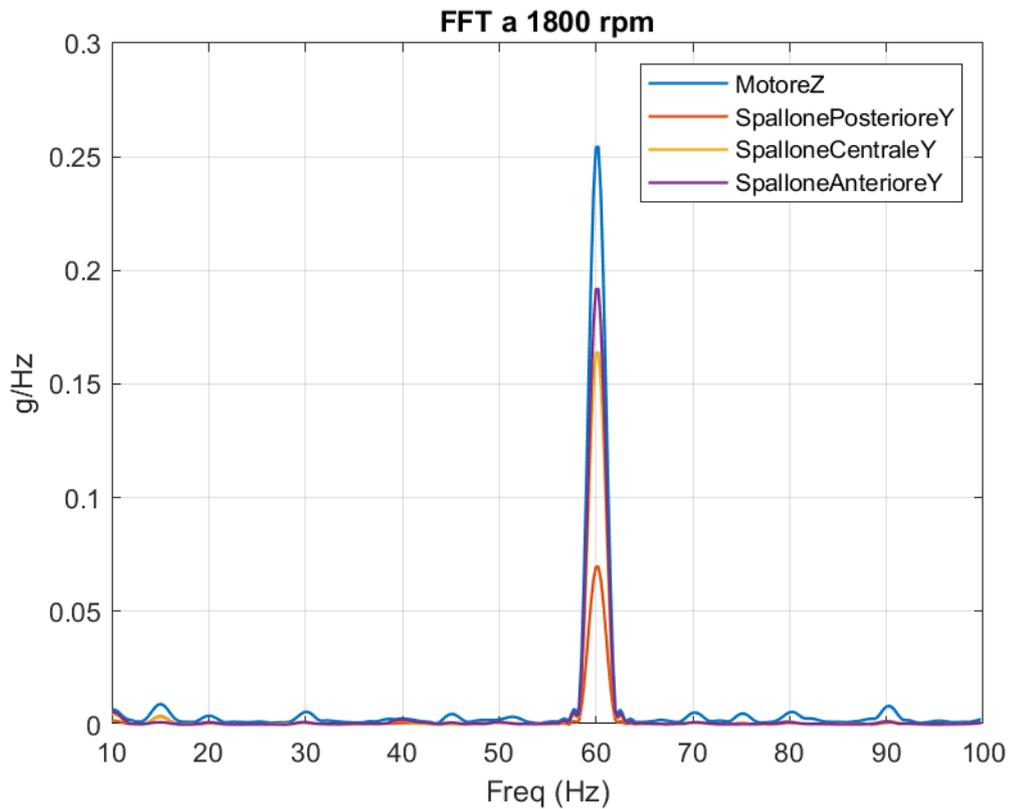


Figura 5.20: Confronto FFT a 1800 rpm

- FFT a 2000 rpm: in quest'ultimo diagramma l'armonica principale risulta essere circa a 67 Hz e così come nel caso precedente le armoniche secondarie (semi armoniche) non sono visibili perché hanno frequenze proprie superiori al fine scala di tale grafico. Anche qui l'ampiezza maggiore la possiede il motore e subito sotto si presenta la curva relativa all'accelerometro anteriore col fattore di amplificazione maggiore, pari a 0.42, a seguire vi è prima il picco riguardante la parte centrale e poi quella che rappresenta la zona posteriore. Qui si possono fare considerazioni simili alle precedenti ovvero che la frequenza di eccitazione che porta a valori relativamente alti del fattore di amplificazione è molto simile alla frequenza naturale del terzo modo trovata nei modelli, con una differenza che varia dai 3 ai 6 Hz. In secondo luogo, i tre valori del coefficiente sono simili e questo è visibile anche nel terzo modo, perché si hanno tre lobi con movimenti qualitativi che si differenziano di poco. L'unica piccola anomalia riguarda nuovamente il fattore relativo all'accelerometro centrale che per essere perfetto dovrebbe non essere compreso tra gli altri due ma essere il minore.

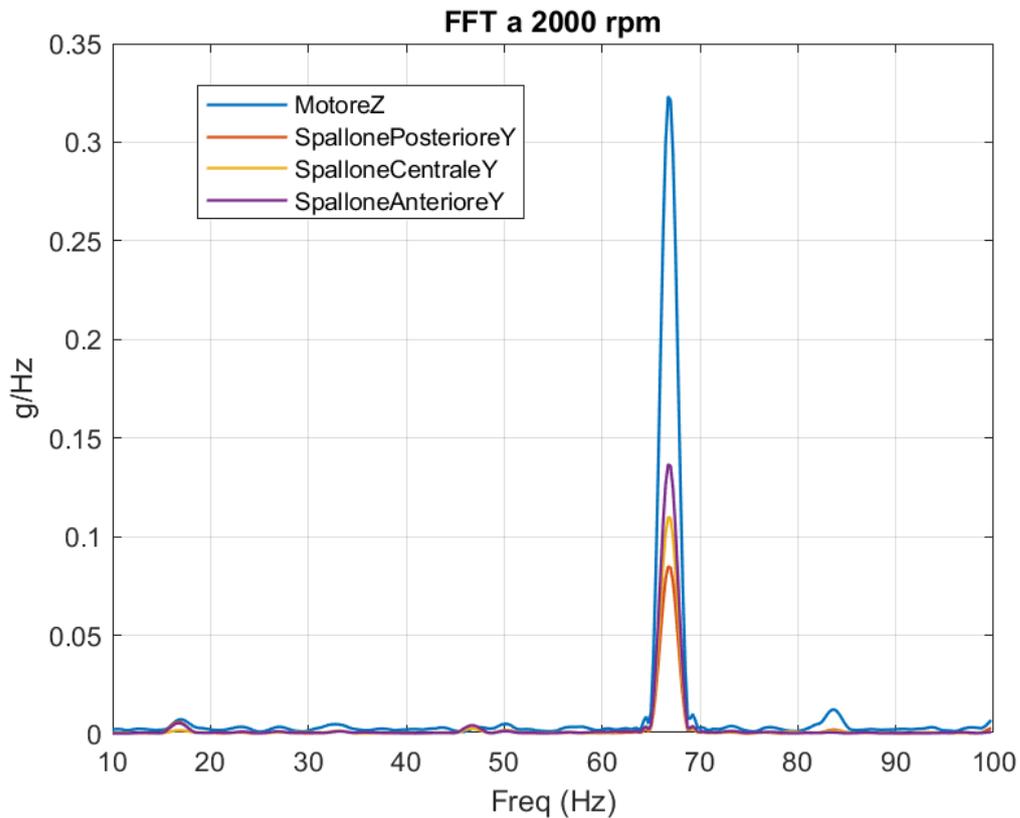


Figura 5.21: Confronto FFT a 2000 rpm

Riassumendo, si hanno moltissime similitudini tra risultati sperimentali e numerici: le frequenze di eccitazione che danno luogo a fattori di amplificazione maggiori sono decisamente simili alle frequenze proprie dei modi di vibrare, il valore stesso dei fattori in quasi tutti i casi rispecchia ciò che dicono le forme dei modi. L'unica vera discrepanza sta nell'entità del fattore di amplificazione relativo all'accelerometro in posizione centrale calcolato a 1800 rpm che risulta essere troppo elevato in relazione a quanto indicano gli altri due coefficienti, misurati alla medesima velocità (soprattutto quello relativo alla zona posteriore) e rispetto quanto si ha nel caso a 900 rpm.

Detto ciò, questa trattazione conferma che i due modelli sono validi in quanto, presentano moltissime somiglianze con la realtà, mostrando una sola incongruenza che potrebbe essere data ad esempio dal non posizionamento perfetto dell'accelerometro centrale, nel senso che non sia stato posizionato proprio in corrispondenza di quello che dovrebbe essere il massimo spostamento dato dal primo modo di vibrare.

Si passa ora al secondo tipo di rappresentazione di questi risultati, utile per lo più a vedere in un solo diagramma lo stato di quella determinata zona.

### 5.3.2.2 Diagrammi ad accelerometro fisso

Anche in questo caso sono presenti tre diagrammi, ma qui a rimanere fisso in uno stesso grafico sono la direzione e l'accelerometro presi in considerazione. Quindi nello specifico i tre diagrammi (mostrati nell'elenco successivo) si riferiranno uno per ogni accelerometro presente sulla piastra verticale lato motore e chiaramente tutti considerano la sola direzione y.

- FFT Accelerometro Posteriore: curve riguardanti l'accelerometro posizionato più verso il retro del mezzo dei tre. Qui si nota che in tale zona i picchi sono simili tra loro, così come lo erano i fattori di amplificazione, questo è anche percepibile nei modi di vibrare, nei quali si vede che i punti nella parte posteriore dello spallone non sono mai quelli che presentano i massimi valori di spostamento

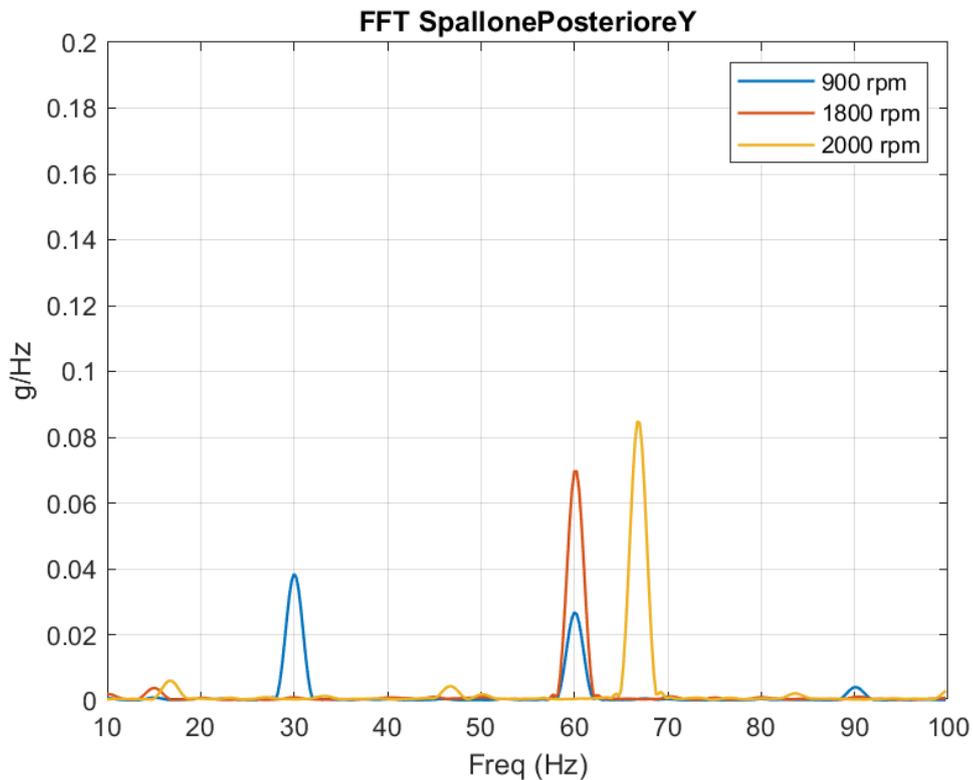


Figura 5.22: FFT accelerometro Posteriore

- FFT Accelerometro Centrale: grafico relativo all'accelerometro posizionato in mezzo agli altri due e circa nel centro dello spallone. Anche qui il picco con ampiezza maggiore si trova ad una frequenza di 60 Hz ed è relativo ai dati ricavati a 1800 rpm, valeva lo stesso per il fattore di amplificazione (anomalia spiegata precedentemente). Si nota anche un aumento generale dell'ampiezza, visualizzabile su tutti e tre i picchi.

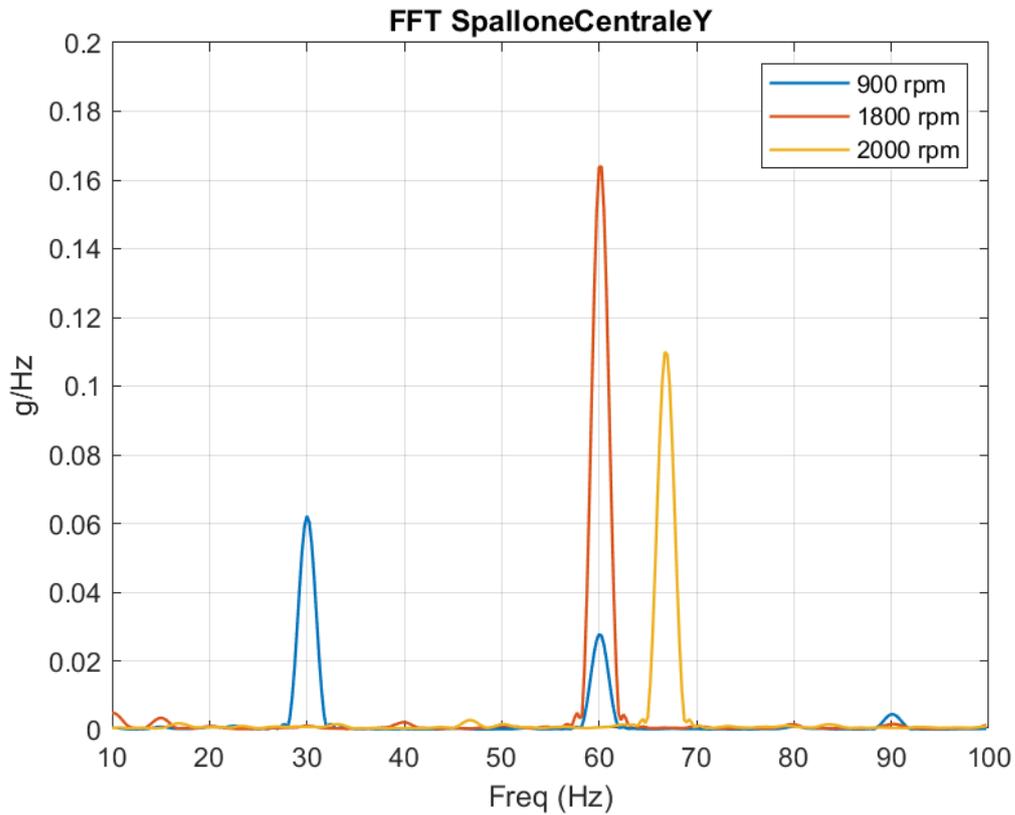


Figura 5.23: FFT accelerometro Centrale

- FFT Accelerometro Anteriore: diagramma relativo all'ultimo accelerometro rimasto, posto più verso l'anteriore del mezzo rispetto agli altri due. Anche in questo caso il picco maggiore è quello che si riferisce alla misurazione fatta a 1800 rpm, però a differenza degli altri casi, la forbice rispetto ai picchi delle altre curve è molto più marcata, anche il fattore di amplificazione mostrava in questo punto il proprio massimo valore, tutto ciò è anche visibile nei modi di vibrare, dove nel secondo modo, quindi a 60 Hz, in corrispondenza della parte anteriore, vi sono i massimi spostamenti qualitativi (ovvero spostamenti relazionati tra i punti della struttura).

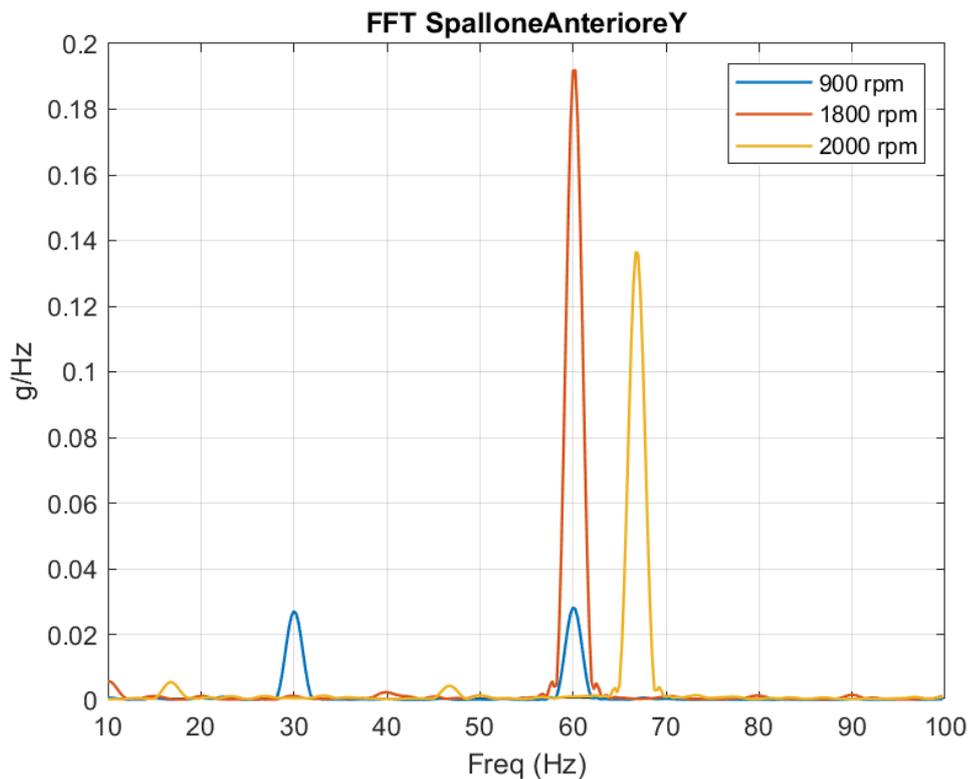


Figura 5.24: FFT accelerometro Anteriore

Questi tre diagrammi sono principalmente utili a visualizzare la situazione zona per zona in uno stesso grafico. L'altro tipo di esposizione dei risultati permette di effettuare meglio delle considerazioni di confronto tra risultati sperimentali e numerici, perché tratta dei fattori di amplificazione, che sono risultati relativi, mentre qui si analizzano valori assoluti, non relazionati col livello della forzante alle determinate velocità del motore, che potrebbe anche cambiare. Quindi come detto nel paragrafo precedente questo studio valuta positivamente i modelli, questi risultati dovranno però essere confermati nella prossima analisi.

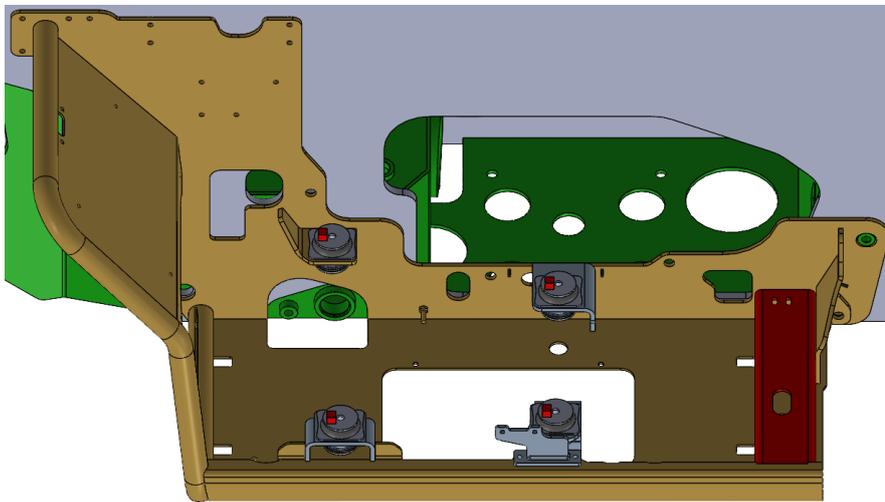
Termina così il secondo passaggio della seconda campagna di misurazioni, anche in questo caso restituendo dei risultati positivi. Seguirà, in ultimo, la caratterizzazione del motore che consiste in uno studio più preciso della forzante con l'obiettivo principale di confermare quanto detto riguardo la convalida dei modelli. In quel caso però confrontando le accelerazioni reali con quelle ricavate dalle analisi numeriche (calcolate mediante l'utilizzo di analisi transienti). L'altro obiettivo è quello di impostare uno studio sul comportamento dei supporti antivibranti e di conseguenza abbozzare una metodologia per individuare il posizionamento ottimale degli appoggi motore, combinandoli con la durezza della gomma antivibrante la più adeguata possibile.

### 5.3.3 Caratterizzazione Motore

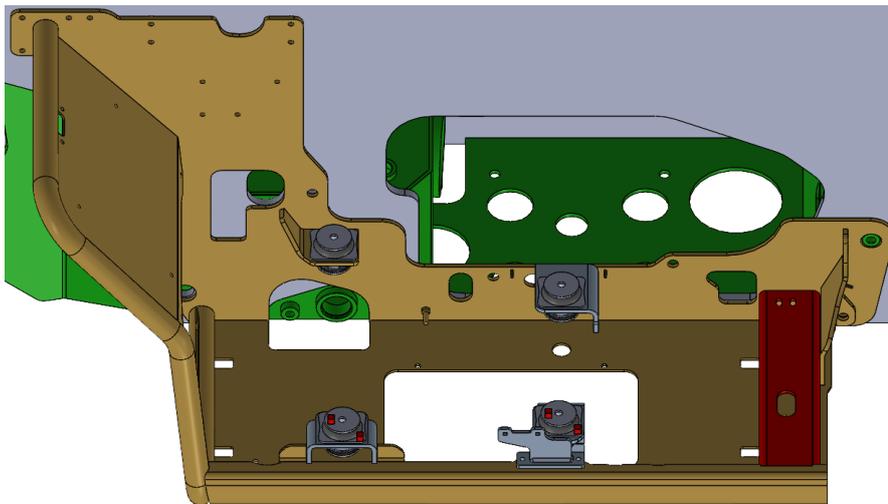
Come anticipato, l'obiettivo primario di questo ultimo passaggio è quello di effettuare una seconda valutazione dei modelli matematici, che in base al risultato ottenuto potrà irrobustire le conferme di validità spiegate nel paragrafo precedente oppure bocciare i modelli costringendo allo studio di differenti ipotesi nella creazione degli stessi (diverso sistema di vincoli ed eventualmente altri elementi da inserire). Tutto ciò si è pensato di farlo confrontando le accelerazioni sullo spallone ricavate attraverso metodi numerici con quelle misurate dagli accelerometri, la difficoltà in questo caso sta nel calcolare le prime in quanto, devono essere ricavate con delle analisi transienti, che a differenza delle analisi dinamiche richiedono la presenza della forzante. Quindi, quest'ultima parte della seconda campagna di misurazioni si concentra sulla metodologia utilizzata per ricavare una forzante che rispecchiasse quella reale (il motore).

L'idea portata avanti, in seguito ad una serie di valutazioni, è stata quella di considerare la forzante al livello degli appoggi motore, quindi dividerla in quattro differenti armoniche che eccitano i quattro supporti. Avendo a disposizione solamente degli accelerometri si è pensato di arrivare alle forze moltiplicando le accelerazioni, misurate appunto dagli accelerometri posizionati uno per piedino, per una massa che teoricamente dovrebbe essere quella vibrante e, in questo caso si è pensato di approssimare la trattazione considerando come massa quella ricavata dalle reazioni vincolari. Quindi praticamente le accelerazioni misurate dall'accelerometro posizionato su un determinato piedino (ad es. posteriore sinistro) verranno moltiplicate con la reazione vincolare, in chilogrammi, calcolata sul medesimo supporto (sempre il posteriore sinistro) e così via per tutti e quattro gli appoggi. Questo chiaramente fatto nelle tre direzioni. Nello specifico però è stato necessario spostare due volte la posizione degli accelerometri, perché in una prima misurazione sono stati posizionati tutti a monte dei supporti antivibranti e nella seconda sono stati messi solamente sui piedini esterni (in Figura 5.8 indicati come Post Dx e Ant Dx) con un accelerometro a monte e uno a valle dell'elemento antivibrante. Tali posizionamenti sono stati decisi perché inizialmente si pensava di applicare la forzante ai supporti, quindi prima che le vibrazioni subiscano una riduzione da parte della gomma, e caratterizzare anche il comportamento del materiale antivibrante (l'idea era che la prima misurazione fosse utile a trovare le accelerazioni sui quattro piedini, mentre la seconda servisse a confrontare i dati tra monte e valle del supporto per caratterizzarlo, con l'ausilio dei dati presenti sul manuale rilasciato dalla casa produttrice).

Dopo numerosi calcoli e valutazioni si è intuito che la gomma presente nei supporti risulta essere particolarmente difficile da caratterizzare in quanto, non si è riusciti a dimensionare correttamente la componente dissipativa. Nel momento in cui tutto ciò è stato realizzato però non era più possibile effettuare misurazioni alla macchina, ma in ogni caso posizionare gli accelerometri subito a valle dell'elemento antivibrante per quanto riguarda i supporti interni (in Figura 5.8 indicati come Post Sx e Ant Sx) sarebbe stato difficile da realizzare perché gli spazi in quelle zone sono veramente risicati. Successivamente sarà meglio dettagliato come si è arrivati ad avere tutte le quattro armoniche applicate direttamente sulla vasca motore, avendo considerato la posizione degli accelerometri sopracitata. Le due figure successive mostrano dove sono stati posizionati gli accelerometri in queste due misurazioni (accelerometri rappresentati con cubi rossi)



*Figura 5.25: Posizione accelerometri prima misurazione caratterizzazione motore*



*Figura 5.26: Posizione accelerometri seconda misurazione caratterizzazione motore*

Dopo aver ricavato i dati sotto forma di accelerazioni è necessario trasformarli in forze, come detto prima, moltiplicandoli per il valore in chilogrammi della reazione vincolare. Il risultato di tutto ciò però presenta una grandissima quantità di dati, si basti pensare che semplicemente in un singolo rilevamento e considerando un tempo di misurazione di un secondo si acquisiscono 2001 campioni in quanto, la frequenza di campionamento utilizzata è pari a  $2\text{ kHz}$ . Se nelle analisi transienti si pensa che possa bastare anche solo un tempo pari a mezzo secondo ne risulta che la forzante per ogni piedino è la somma vettoriale, nelle tre direzioni, di tre armoniche composte ciascuna da 1001 elementi. Si può intuire che i tempi di calcolo di tali analisi risulta essere estremamente elevato; quindi, l'unica alternativa è quella di semplificare e diminuire il numero di dati che compone la curva accelerazione tempo ricavabile dalle misure degli accelerometri. Per realizzazione si ricorre alle serie di Fourier che permettono di rappresentare delle funzioni periodiche mediante la combinazione lineare di funzioni sinusoidali e avendo notato che le funzioni di accelerazione in tempo, ricavate dagli accelerometri, mostrano dei periodi abbastanza definiti (valido perché le misure sono state fatte a velocità motore costante, ne risulta che ad esempio a  $900\text{ rpm}$  l'armonica principale ha una frequenza di  $30\text{ Hz}$  che quindi prevede di avere un periodo, la forzante non è randomica) questa approssimazione potrebbe essere valida.

Nello specifico, in questa trattazione, si è valutato che fosse sufficiente confrontare risultati sperimentali e numerici per la misurazione eseguita ad una velocità di rotazione dell'albero motore uguale a  $900\text{ rpm}$ . Quindi per la costruzione della serie è stata considerata una frequenza  $f_0 = 30\text{ Hz}$  che dà vita ad un periodo  $T_0 = 0.034\text{ s}$  e l'ordine della funzione utilizzato è pari a 3. Il risultato che ne consegue è mostrato nelle figure successive dove, per evitare di appesantire la trattazione, sono rappresentate curve reali (dati accelerometri) e approssimate (serie di Fourier) riguardanti la direzione verticale di ogni piedino (scelti questi grafici perché quelli ad entità maggiore, quindi più influenti). Si ricorda che tali approssimazioni riguardano quanto misurato nelle due misurazioni relative alla caratterizzazione della forzante; quindi, si hanno accelerazioni ricavate a monte del supporto antivibrante per tutti e quattro i piedini e accelerazioni a valle del supporto solo per i due appoggi esterni (Post Dx e Ant Dx). Successivamente verrà spiegato come sono state modellate tali curve per arrivare ad avere delle forzanti che rappresentino la situazione a valle dei supporti antivibranti anche per i piedini interni (Post Sx e Ant Sx).

Le figure successive rappresentano le accelerazioni ricavate mediante un posizionamento degli accelerometri a monte dei supporti antivibranti (Figura 5.25).

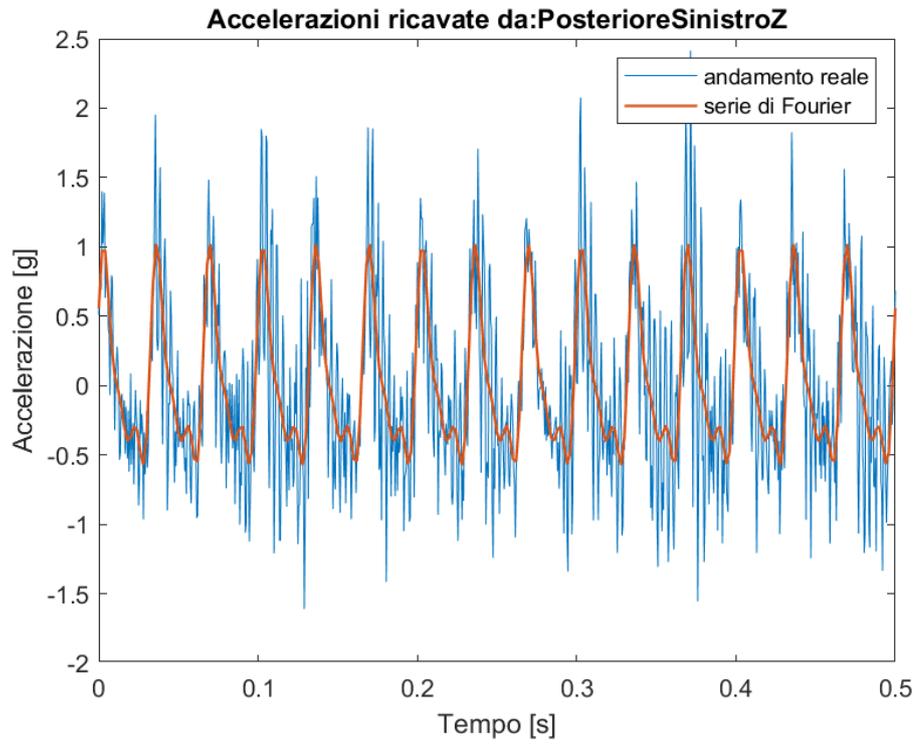


Figura 5.27: Confronto accelerazioni reali e approssimate su piedino posteriore sinistro dir. Z

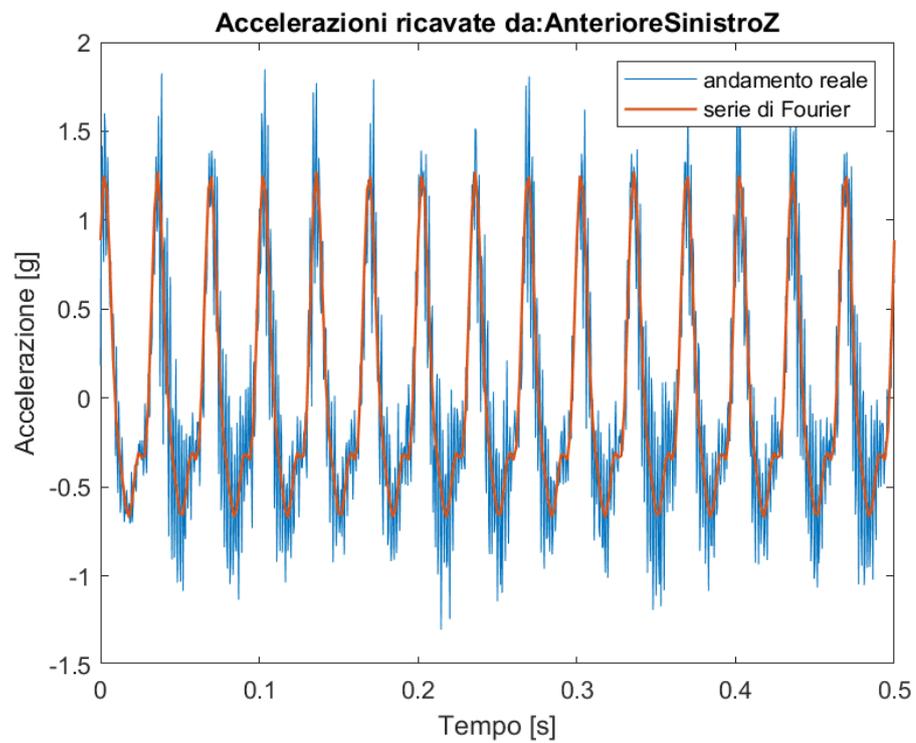


Figura 5.28: Confronto accelerazioni reali e approssimate su piedino anteriore sinistro dir. Z

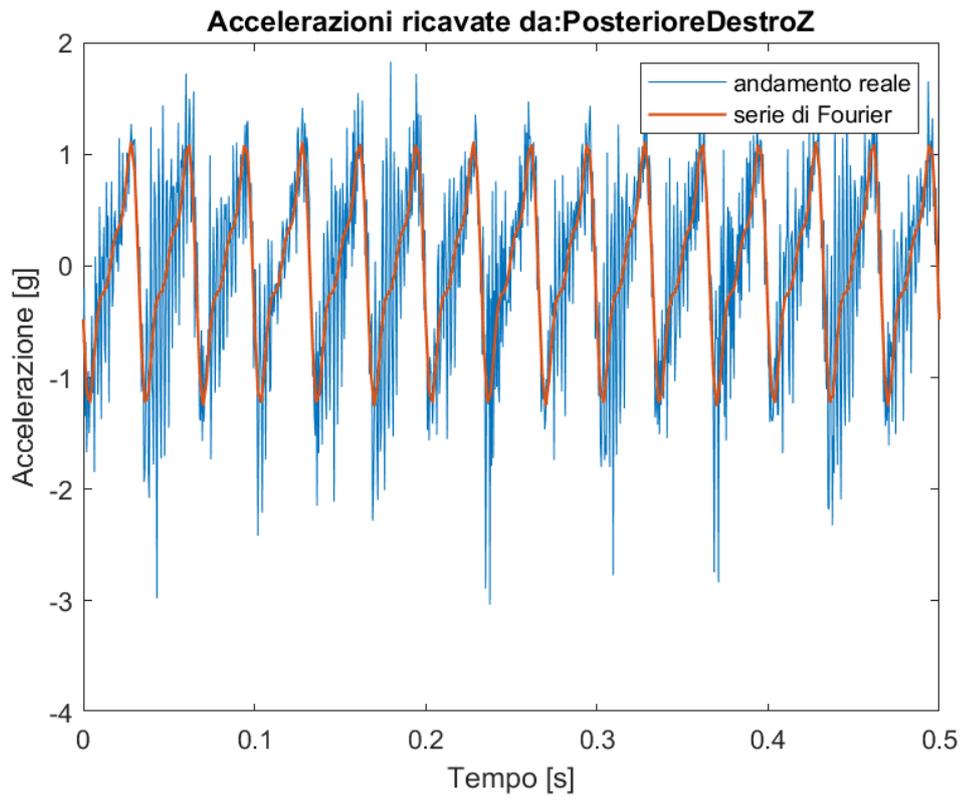


Figura 5.29: Confronto accelerazioni reali e approssimate su piedino posteriore destro dir. Z

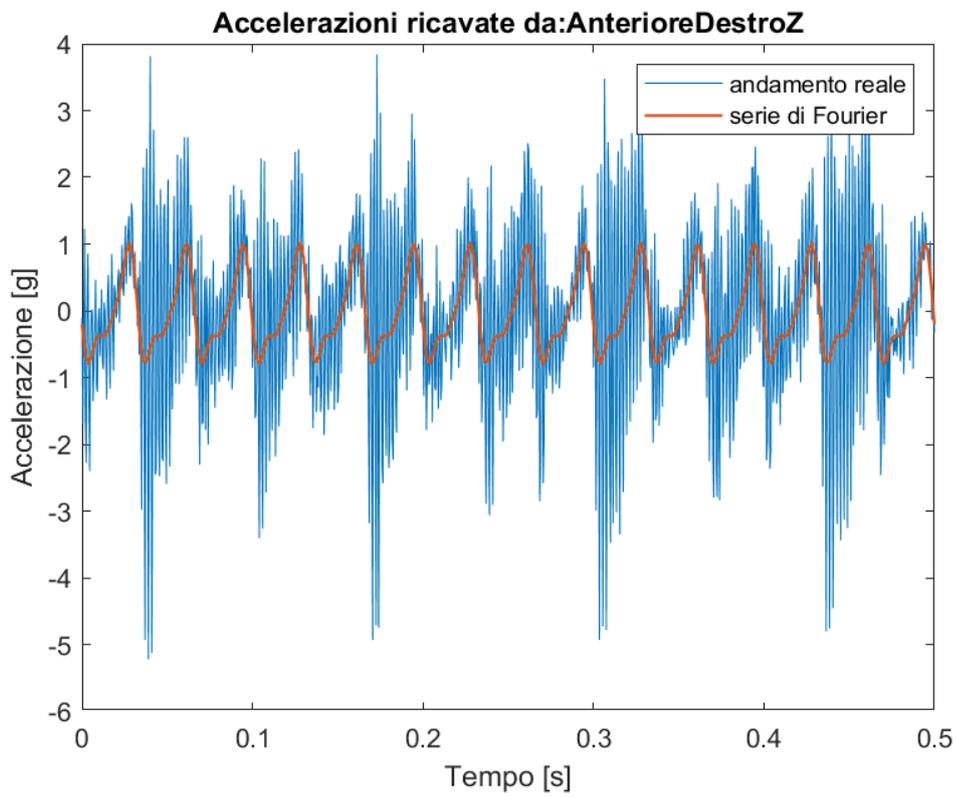


Figura 5.30: Confronto accelerazioni reali e approssimate su piedino anteriore destro dir. Z

Attraverso l'utilizzo della serie di Fourier si è riusciti a ridurre il numero di componenti delle curve da 1001 a 251 rendendo così la risoluzione dell'analisi transiente fattibile. Si nota anche che le nuove curve create approssimano in modo convincente l'andamento reale, i maggiori scostamenti si notano nel diagramma relativo al piedino anteriore destro dove le accelerazioni misurate mostrano periodicamente delle zone che paiono avere un andamento randomico.

I prossimi due diagrammi invece riguardano le accelerazioni misurate a valle dei supporti antivibranti sui due piedini esterni.

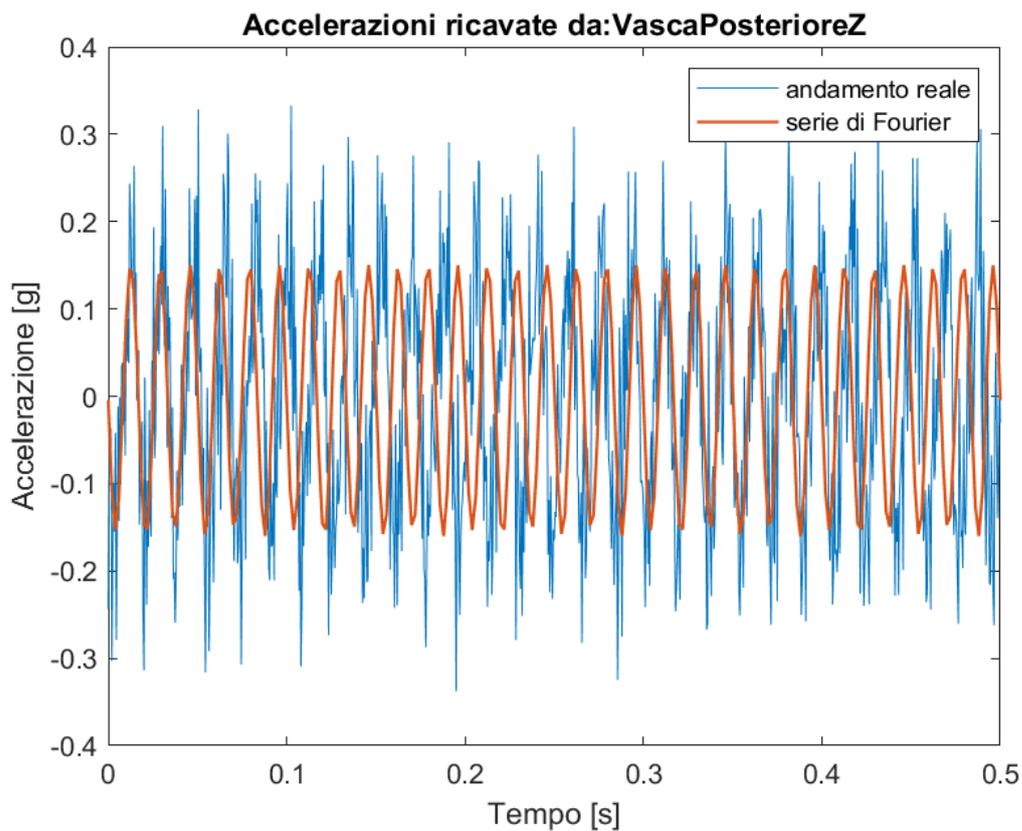


Figura 5.31: Confronto accelerazioni reali e approssimate su piedino posteriore destro dir. Z (misure valle antivibrante)

In questo caso la serie di Fourier approssima discretamente bene i valori reali però si nota un piccolo sfasamento tra le due curve nell'intervallo tra 0.1 s e circa 0.25 s.

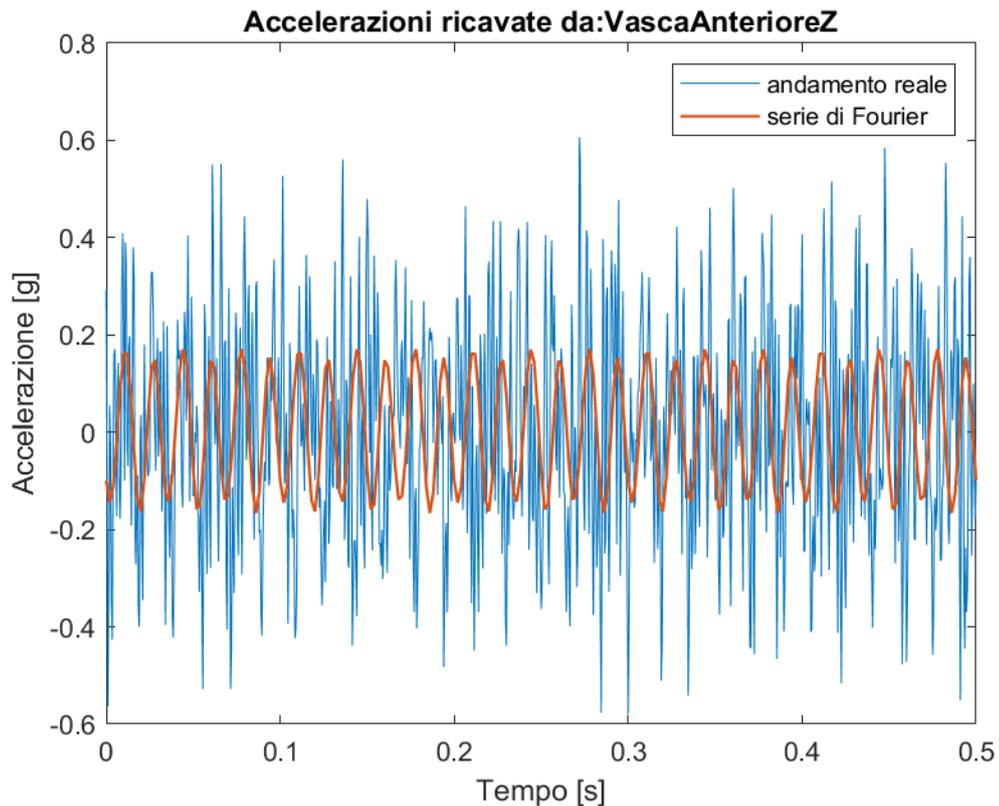


Figura 5.32: Confronto accelerazioni reali e approssimate su piedino anteriore destro dir. Z (misure valle antivibrante)

Anche in quest'ultimo diagramma si nota uno in piccolo sfasamento tra le due curve in una breve zona centrale dell'asse delle ascisse, anche se in questo caso l'andamento dei dati reali sembra essere più confusionario.

Riassumendo, tenendo presente di tutte le considerazioni elencate, si può valutare l'approssimazione fatta, attraverso la serie di Fourier, valida ed utilizzabile nelle analisi transienti, soprattutto nell'ottica di cercare una similitudine tra dati reali e numerici dal punto di vista qualitativo, ovvero se l'andamento mostrato nell'analisi transiente risulta essere simile a quanto si vede nel primo modo dell'analisi modale significa che effettivamente col moto a 900 rpm si crea una forzante con armonica principale a 30 Hz, che eccita il primo modo della struttura mandandola in risonanza. Questa risulterebbe essere una seconda valida conferma riguardo la bontà dei modelli, pur senza considerare l'uguaglianza esatta tra accelerazioni reali e numeriche, anche perché le approssimazioni appena mostrate sulle accelerazioni smussano un po' i picchi visibili nei dati reali.

Per ricavare le curve a valle dei supporti antivibranti sui piedini interni si traspongono gli andamenti trovati sugli appoggi esterni aggiungendo però alcune modifiche. Questi adattamenti alle curve vengono fatti sulla base di ciò che mostrano i diagrammi ricavati a monte dei supporti antivibranti per i piedini Post Sx e Ant Sx, con l'esempio successivo si cerca di specificare meglio tali modifiche. Si noti che l'ipotesi di base in questo caso è che si considera il comportamento dei supporti antivibranti uguale nei due piedini posteriori e nei due anteriori (considerando il fatto che lavorano principalmente sulla base del carico statico che reggono l'approssimazione è valida).

Se si considerano, per esempio, i supporti posteriori e si scelgono i dati della sola direzione verticale, si noterà che le curve approssimate dalla serie di Fourier presentano delle differenze, l'obiettivo è quindi di sovrapporre quella del posteriore destro a quella del posteriore sinistro. Successivamente i coefficienti di sfasamento e amplificazione/riduzione utilizzati per rendere il più simili possibili i due andamenti verranno riportati sulla funzione approssimata con Fourier riguardante il supporto posteriore destro a valle dell'antivibrante e ne uscirà la curva applicabile direttamente sull'appoggio posteriore sinistro di cui non si possiedono dati sperimentali. Lo stesso verrà fatto per i due piedini anteriori.

Nelle figure successive sono mostrate dapprima le due funzioni approssimate con serie di Fourier senza alcuna modifica e subito al di sotto vi è il diagramma con le due curve sovrapposte (si è chiaramente modificato la curva relativa al supporto destro perché i dati mancanti a valle degli antivibranti riguardano gli appoggi sinistri).

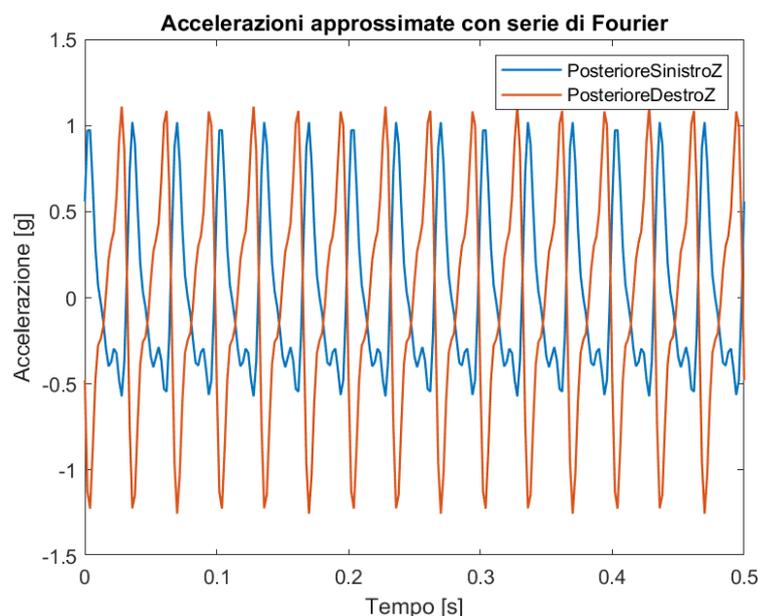


Figura 5.33: Confronto curve approssimate su piedini posteriori dir. Z (no sovrapposizione)

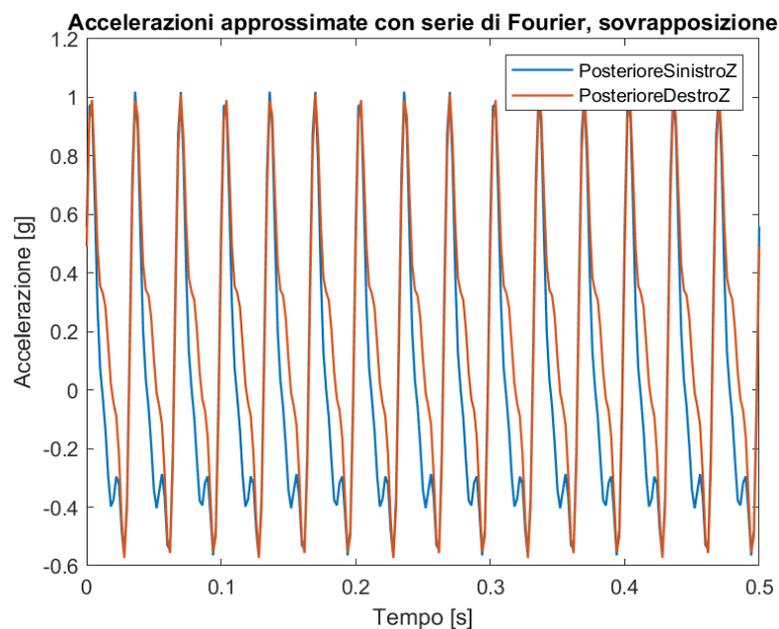


Figura 5.34: Confronto curve approssimate su piedini posteriori dir. Z (sovrapposizione)

Si nota dall'ultima figura che la sovrapposizione non è perfetta, in quanto non si è riusciti a rappresentare appieno la curva relativa al supporto posteriore sinistro, però i principali picchi sono simulati correttamente, quindi l'approssimazione dovrebbe essere valida. Tale operazione viene fatta anche per gli appoggi anteriori e in tutte le direzioni.

I coefficienti utilizzati per sovrapporre le curve sono utilizzati sui dati relativi alle misurazioni a valle dei supporti e così si arriva ad avere tutte le funzioni di accelerazione in tempo approssimate con Fourier. Per poterle applicare è necessario infine moltiplicarle per il valore in chilogrammi della reazione vincolare corrispondente, creando finalmente le forzanti da utilizzare nell'analisi transiente.

Per eseguire l'analisi si è utilizzato quello che era stato nominato Modelli 1 (obbligatorio perché nell'altro non vi sono gli appoggi) con lo stesso sistema di vincoli e la stessa mesh delle analisi modali. Il risultato qualitativo dell'analisi transiente è rappresentato nelle figure successive che si riferiscono a frame dell'animazione del modello (è mostrata solo la piastra verticale lato motore, permette una miglior comprensione) per tempi diversi (evitando i tempi iniziali che rappresentano la parte transiente, in cui le oscillazioni si devono assestare), questo è fatto nel tentativo di far comprendere le vibrazioni per tutto il tempo di simulazione.

Le zone blu indicano accelerazione pressoché nulla e più il colore si scalda più l'accelerazione aumenta.

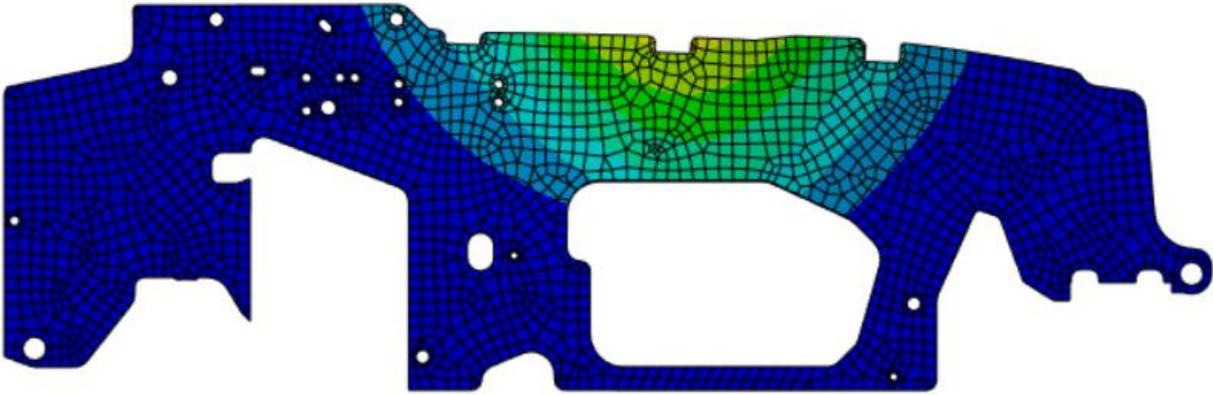


Figura 5.35: Andamento accelerazioni a  $T \cong 0.2 s$

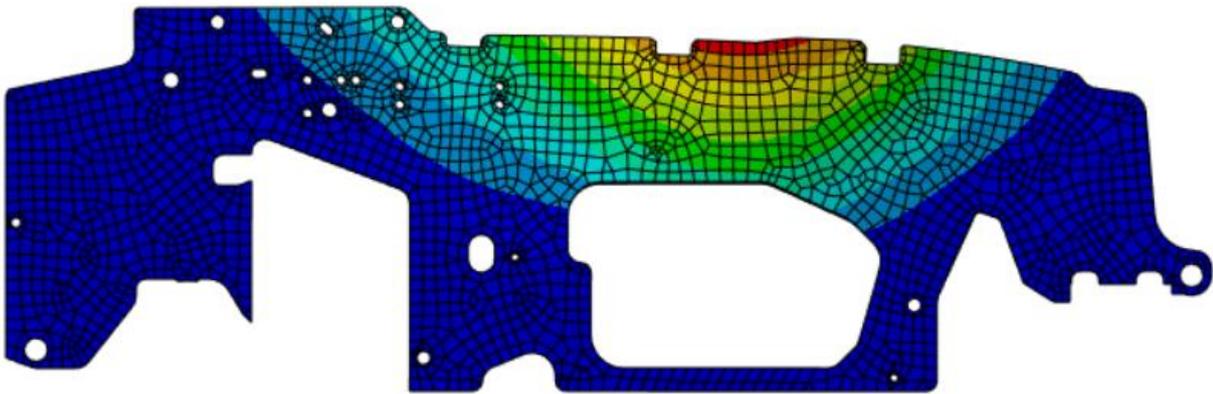


Figura 5.36: Andamento accelerazioni a  $T \cong 0.35 s$

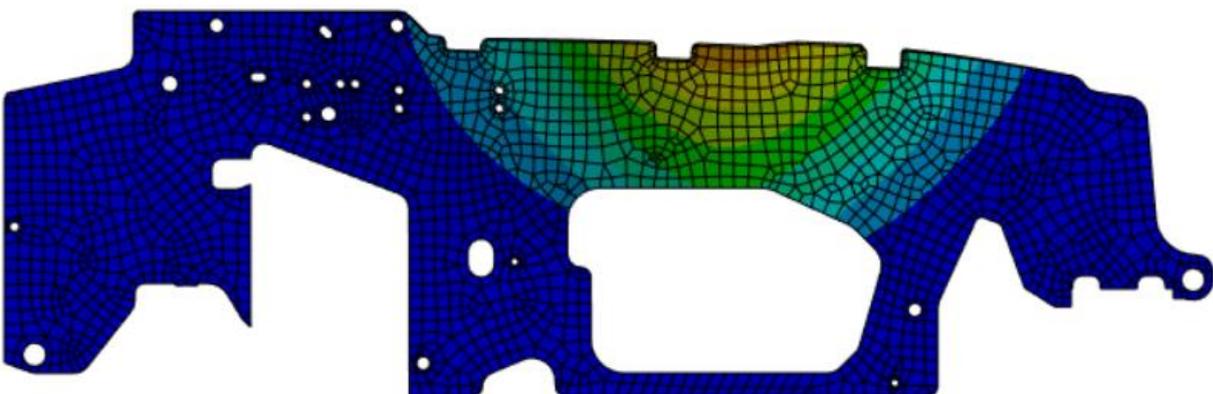


Figura 5.37: Andamento accelerazioni a  $T \cong 0.47 s$

Come si può notare le figure presentano il medesimo andamento mostrato nell'analisi modale. Questo, quindi, è sufficiente per confermare quanto detto in conclusione della parte relativa alla caratterizzazione dello spallone, ovvero che i modelli risultano essere validi e utilizzabili per l'apporto di eventuali modifiche alla struttura del telaio. Si può così concludere questo paragrafo affermando che il principale obiettivo (ulteriore valutazione dei modelli) è stato realizzato, portando soluzioni positive mentre quelli secondari solo parzialmente in quanto, la forzante è stata caratterizzata attraverso l'approssimazione con serie di Fourier, mentre i supporti antivibranti presentano degli ostacoli nella modellizzazione per quanto riguarda la componente dissipativa, quindi la caratterizzazione risulta decisamente complessa.

Termina quindi questo capitolo relativo allo studio dei dati sperimentali che vengono successivamente confrontati con quelli numerici, portando in questo caso risultati positivi. La successione logica a tutto ciò è l'apporto di modifiche ulteriori al telaio nell'ottica di ridurre la trasmissione delle vibrazioni e, come verrà dettagliato nel capitolo successivo, questo è percorribile principalmente con due diverse metodologie: modifica strutturale dello spallone (irrigidimento) e modifica nel posizionamento dei piedini con annessa corretta scelta dei supporti antivibranti.

## 6 Ottimizzazione

Terminate le campagne di misura, che hanno permesso di convalidare i modelli creati, è necessario passare ad una fase di ottimizzazione, fondamentale nella trattazione, nella quale l'obiettivo è quello di apportare delle modifiche al sistema nell'ottica di ottenere una riduzione nella trasmissione delle vibrazioni.

In questo caso per fare ciò esistono due principali metodologie, che possono anche essere attuate insieme, non per forza una esclude l'altra e sarebbero le seguenti:

- **Irrigidimento spallone:** questa prima soluzione prevede una vera e propria modifica del telaio con l'obiettivo di aumentare il più possibile le prime tre frequenze naturali, così da evitare la risonanza (evitarla completamente sarebbe impossibile, però per lo meno evitare che si abbia alle velocità del motore più utilizzate).
- **Posizionamento piedini:** soluzione già perseguita nella prima modifica e sicuramente meno invadente della precedente perché in questo caso la struttura del telaio rimane invariata, però potrebbe essere efficace in casi in cui è sufficiente ridurre di non molto il livello delle vibrazioni.

La soluzione ideale si avrà senza dubbio trovando un optimum nella combinazione tra le due tipologie di modifica fattibili sul sistema.

In questa trattazione ci si è concentrati prevalentemente sul primo tipo di modifica, principalmente perché è quella che dovrebbe eliminare il problema alla base, evitando la condizione di risonanza, ma anche per il fatto che il posizionamento dei piedini è già stato modificato una volta (con annessa variazione dei supporti antivibranti) e ha portato buoni risultati nei limiti di ciò che il metodo può risolvere; quindi, il margine di lavoro è sicuramente più risicato. In ultimo trovare una metodologia esclusivamente numerica che permetta di trovare la posizione ottimale dei piedini è complesso e potrebbe non funzionare perfettamente, mentre con dei modelli affidabili aumentare le frequenze naturali del sistema è assolutamente fattibile; quindi, le modifiche alla struttura sono state fatte esclusivamente su cad e la ricerca di un metodo efficiente per il posizionamento ottimale dei piedini rimane uno sviluppo futuro con già una solida base, ovvero il fatto di aver ben caratterizzato la forzante.

Nel sotto capitolo successivo è dettagliata la ricerca di una modifica al telaio che permetta di aumentare il più possibile le frequenze naturali del sistema, con annessi i principali passaggi svolti per arrivare alle soluzioni migliori (questo per presentare anche la sorta di processo logico seguito nella trattazione).

## 6.1 Irrigidimento Piastra verticale lato motore

In questo paragrafo si tratta forse la parte più interessante di tutto il lavoro svolto in quanto, si presentano le principali modifiche che dovrebbero portare a delle migliorie riguardo la trasmissione delle vibrazioni, quindi cercare di ridurle per migliorare il comfort e in piccolissima parte ridurre le sollecitazioni dinamiche sui componenti. Come detto in precedenza questo si fa principalmente in due modi che possono anche essere fatti insieme su una stessa struttura, ma in questo specifico passaggio si tratta esclusivamente l'irrigidimento del telaio.

Si tenga presente che alle soluzioni finali si arrivati apportando una modifica alla volta, così da poter capire l'effetto del singolo cambiamento e in assenza di aumento delle frequenze naturali a seguito del passaggio si elimina completamente la modifica avendo comunque acquisito delle informazioni. Quindi vengono presentati ora i principali step che hanno permesso di arrivare alle soluzioni considerate migliori:

- Primo step: riduzione del vano, presente nella parte bassa dello spallone, che permette il passaggio di condotte tra zona motore e parte centrale del telaio, questo è stato chiaramente diminuito il più possibile, creando nel complesso un aumento di all'incirca  $3\text{ Hz}$  su tutte le prime tre frequenze naturali. L'aspetto negativo, non considerando soltanto la trasmissione delle vibrazioni, è quello di rendere l'assemblaggio più impegnativo.
- Secondo step: questo passaggio raggruppa una serie di tentativi nei quali sono state testate diverse barre saldate sul telaio, le prime con pessimi risultati, perché con elementi di sezione rettangolare  $100 \times 10$  e posti inizialmente nella parte alta e su tutta la lunghezza orizzontale (dir. x), successivamente in direzione verticale da termine vano a fine altezza spallone e infine anche in configurazione a croce, però nessuna di queste soluzioni apporta miglioramenti, anzi in alcuni casi le frequenze diminuiscono.

Quindi la soluzione scelta è stata quella di portare la sezione rettangolare della barra a  $200 \times 10$  e porla in direzione x ma in una posizione intermedia, poco sopra fine vano, questo ha permesso di irrigidire la struttura ed evitare di aggiungere massa in punta, zona critica per i modi (massimo movimento). L'ulteriore aumento di frequenza è nuovamente pari a poco più di 3 Hz.

- Terzo step: allargamento piastra di collegamento vasca motore con spallone di circa 70 mm. Il risultato in questo caso è minimo in quanto, l'aumento delle frequenze naturali è pari all'incirca ad 1 Hz.

La sovrapposizione di questi tre passaggi permette di arrivare alle seguenti prime tre frequenze naturali della struttura:  $f_1 = 41.9 \text{ Hz}$ ,  $f_2 = 68.5 \text{ Hz}$  ed  $f_3 = 78.8 \text{ Hz}$ , calcolate sul Modello 1, risultano molto simili anche se calcolate sul Modello 2. Successivamente è mostrata la geometria del Modello 1 con apportate tutte e tre le modifiche spiegate finora

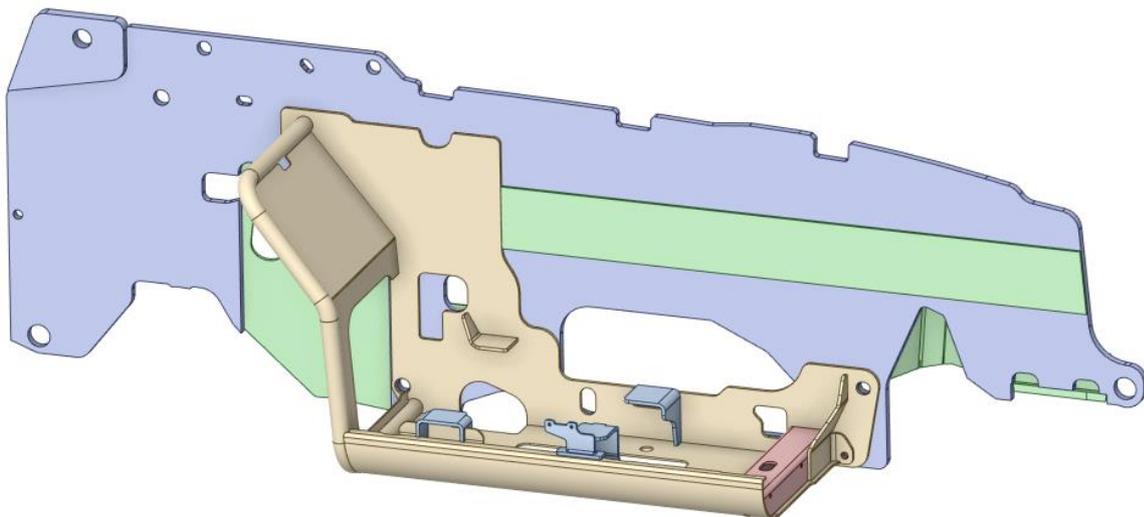


Figura 6.1: Modello 1 ottimizzato con i primi tre step

Successivamente a questi primi tre passaggi si è valutato che quanto fatto nel secondo step potrebbe essere più dispendioso, in termini di costi, rispetto all'aumentare tutto lo spessore dello spallone di 5 mm. In quanto, dal punto di vista del volume di materiale richiesto sicuramente inspessire tutta la lamiera è più dispendioso, però i costi del dover saldare una piastra in più sulla struttura potrebbero essere addirittura maggiori; quindi, si è testato il quarto step.

- Quarto step: si porta la lamiera dello spallone da uno spessore di 20 mm ad uno di 25 mm, rimuovendo la piastra inserita nel secondo step.

La somma del primo passaggio e degli ultimi due permette di avere una struttura con le seguenti frequenze naturali:  $f_1 = 45.5 \text{ Hz}$ ,  $f_2 = 72.1 \text{ Hz}$  ed  $f_3 = 81.1 \text{ Hz}$ , calcolate sul Modello 1. Quindi si nota un miglioramento rispetto a quelle elencate precedentemente e se si decidesse di considerare tutti e quattro gli step insieme, aggiungendo ulteriormente la piastra orizzontale, si avrebbe ancora un aumento di circa 2 Hz per ogni frequenza.

Si conclude che l'aumento in Hz di ogni frequenza naturale, rispetto alla configurazione iniziale, è di circa 15 – 17 unità, quindi sicuramente non viene completamente rimossa la risonanza, però probabilmente questa rimarrà solamente per il primo modo, a delle velocità di rotazione intorno ai 1370 rpm, mentre gli altri due modi dovrebbero evitare quella situazione (col secondo al limite, rischio risonanza per il massimo del range di giri del motore). Il risultato può definirsi sicuramente migliore rispetto alla situazione iniziale, in grado di diminuire di molto il problema, ma ovviamente senza eliminarlo, anche perché sarebbe praticamente impossibile.

In ultimo, durante le valutazioni fatte negli step precedenti si è inteso che la massa in punta allo spallone crea una diminuzione della rigidità generale facendo abbassare le frequenze naturali, quindi un'altra miglioria percorribile potrebbe essere quella di diminuire l'altezza della lamiera, oppure azzardando si potrebbe pensare di alleggerire la parte alta della piastra spallone, questo porta dei vistosi miglioramenti dal punto di vista dinamico portando le frequenze a:  $f_1 = 51.2 \text{ Hz}$ ,  $f_2 = 76.3 \text{ Hz}$  ed  $f_3 = 84.4 \text{ Hz}$ . Per contro però questa modifica sarebbe difficile da realizzare e dispendiosa, per completezza è anche raffigurata nell'immagine successiva.

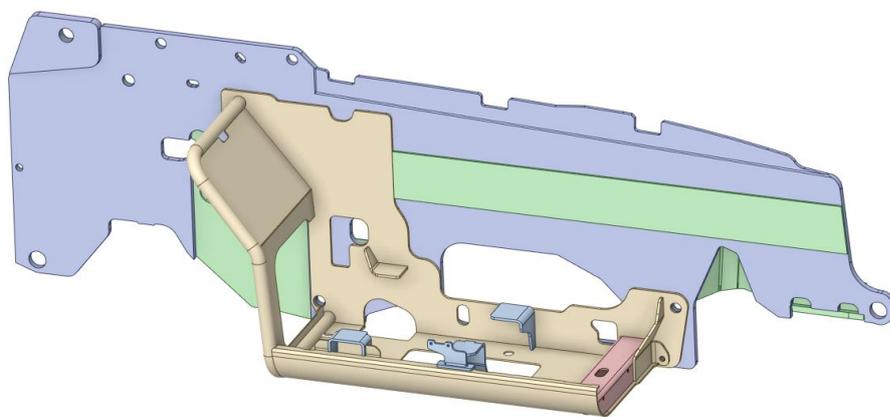


Figura 6.2: Modello 1 con tutti gli step più alleggerimento spallone

L'ulteriore passaggio che andrebbe fatto sarebbe quello di testare fisicamente queste opzioni presentate, eseguendo ennesimi confronti tra sperimentale e numerico per verificare se effettivamente ciò che è stato ipotizzato numericamente vale anche realmente. Anche se le tante verifiche fatte sulla struttura non ottimizzata davano risultati buoni, come si è potuto apprendere dal capitolo 5, quindi teoricamente anche in questo caso i modelli dovrebbero rispecchiare la reale dinamica del telaio.

## 6.2 Posizionamento piedini (sviluppi futuri)

Completata la trattazione del principale metodo di ottimizzazione della struttura per diminuire la trasmissione delle vibrazioni si passa ad una veloce spiegazione di quello che dovrebbe essere il metodo per individuare la posizione ottimale dei piedi.

Innanzitutto, occorre specificare che questa modifica porterebbe in ogni caso a leggeri miglioramenti, perché i supporti si trovano già in una discreta posizione, considerando anche lo scarso spazio di manovra che si ha in una zona così congestionata della macchina e perché lo spostamento di un appoggio risulta quasi come mettere una pezza ad un problema che andrebbe sconfitto alla base evitando la risonanza. Per questo si era detto che questo tipo di ottimizzazione è più che valido quando è sufficiente apportare piccole modifiche ad una situazione già discreta.

In ogni caso la metodologia pensata sarebbe semplicemente quella di confrontare i massimi spostamenti ricavati da analisi transienti fatte su modelli con differenti posizioni dei piedini. Le forzanti potrebbero benissimo essere quelle considerate precedentemente (approssimazione con serie di Fourier), anche se in questo caso si trascurerebbero le variazioni di accelerazione che si avrebbero sui piedini modificandone la posizione. Comunque, l'idea di base è buona e andrebbe sviluppata.

## 7 Conclusioni

Nel presente lavoro di tesi è stata approfondita la problematica della trasmissione delle vibrazioni, generate dal motore alternativo, nel telaio di un sollevatore telescopico in fase di prototipazione. Tale studio ha portato inizialmente a dover creare e successivamente convalidare un modello matematico agli elementi finiti in grado di rappresentare correttamente il comportamento reale della macchina dal punto di vista dinamico (probabilmente funzionerebbe anche se si analizzasse la resistenza statica, ma non è stato testato da quel punto di vista). Nella seconda parte di lavoro ci si è posti invece l'obiettivo di trovare alcune soluzioni per risolvere o comunque alleviare il livello di vibrazioni nella macchina e nello specifico sullo spallone della stessa.

Come si è sottolineato al termine dei capitoli relativi all'approfondimento del lavoro svolto, i risultati ottenuti sono stati positivi in quanto, si è riusciti a realizzare due modelli affidabili, ponendo anche l'attenzione sull'importanza di scegliere correttamente la costruzione di essi ed evitare di considerare strutture esageratamente complicate perché poi si rischia di ottenere risultati confusi, perdendo quello che dovrebbe essere il focus principale. Anche le ottimizzazioni studiate portano a conclusioni che, nella teoria, sembrano essere positive, perché le frequenze naturali sono state aumentate abbastanza da lasciare solo il primo modo a rischio di risonanza, ovviamente sarebbe perfetto se tutti e tre i modi analizzati non presentassero tale rischio, però, per farlo sarebbe stato necessario apportare delle modifiche insensate alla macchina, svantaggiose dal punto di vista dei costi richiesti rispetto ai vantaggi che apporterebbero. In seguito a tale lavoro, la naturale prosecuzione sarebbe quella di realizzare sulla macchina reale quanto fatto con le ottimizzazioni sui modelli ad elementi finiti, per verificare la correttezza dei calcoli e quale sarebbe il comfort percepito in cabina. Anche se avendo già verificato con due metodi differenti i modelli non modificati ci si aspetta di avere delle conferme anche in questo caso. Un ulteriore sviluppo futuro potrebbe essere quello presentato al Paragrafo 6.2, nel quale si pongono le basi per lo studio di un metodo in grado di ricercare il miglior posizionamento possibile dei piedini nel campo della trasmissione delle vibrazioni.

In ultimo è importante sottolineare come questo lavoro sia stato eseguito a seguito della progettazione, quando la macchina era già completamente costruita, seppur ancora in fase di prototipazione, quindi ancora da testare e modificare prima di essere messa in produzione, però sarebbe interessante inserire gran parte dei passaggi svolti in questo progetto nel momento in cui la macchina viene ideata e disegnata. Ad esempio, una possibile soluzione potrebbe essere quella di eseguire un'analisi modale a fine progettazione telaio, utilizzando un modello simile a quelli presentati nelle analisi, perché ovviamente la macchina sarà diversa però la produzione in una grande azienda come la Merlo si basa su un concetto modulare ovvero i modelli di sollevatori telescopici hanno degli elementi simili tra loro che si montano con gli stessi principi, così da velocizzare il processo produttivo, quindi i tre blocchi del telaio presentati ad inizio progetto sono presenti su molti sollevatori telescopici prodotti dal gruppo. L'analisi modale mostrerà i modi della struttura e considerando i dati in possesso sui motori, oppure eseguendo delle campagne di misurazione per caratterizzare i motori utilizzati nei vari esemplari di sollevatori, realizzare delle analisi transienti che rispecchieranno in linea di massima cosa accade realmente, infine con un confronto tra le due analisi si comprende la situazione del telaio dal punto di vista dinamico e si può decidere quale strada perseguire sulla base dei risultati. A mio giudizio procedere in questo modo potrebbe permettere una riduzione del tempo tra inizio progettazione e inizio produzione.

## 8 Figure e altro

### 8.1 Indice delle figure

Figura 2.1: Sistema forzato massa-molla-smorzatore, 1 d.o.f.....	4
Figura 2.2: Risposta a forzante armonica.....	5
Figura 2.3: Sistema forzato massa-molla-smorzatore, 2 d.o.f.....	6
Figura 2.4: Esempio di errore di Overload.....	11
Figura 2.5: Esempio di errore di Aliasing.....	12
Figura 3.1: Schema accelerometro.....	16
Figura 3.2: Andamento di ampiezza di spostamento e fase rispetto al rapporto tra le frequenze.....	17
Figura 3.3: Esempio materiale piezoelettrico.....	19
Figura 3.4: Rappresentazione accelerometro PCB PIEZOELETRONICS modello 356A16.....	20
Figura 3.5: Acquisitore NI 9243.....	23
Figura 4.1: Vista in prospettiva del telaio originale della macchina.....	24
Figura 4.2: Vista dall'alto del telaio originale della macchina.....	25
Figura 4.3: Vasca motore.....	26
Figura 4.4: Vano centrale.....	26
Figura 4.5: Vasca cabina.....	27
Figura 4.6: Vista in prospettiva modello 1.....	29
Figura 4.7: Vista laterale modello 2.....	30
Figura 4.8: Indicazione posizionamento vincoli sui modelli.....	31
Figura 4.9: Qualità della mesh, Modello 1.....	32
Figura 4.10: Primo modo Modello 1.....	33
Figura 4.11: Secondo modo Modello 1.....	34
Figura 4.12: Terzo modo Modello 1.....	34
Figura 4.13: Primo modo Modello 2.....	35
Figura 4.14: Secondo modo Modello 2.....	35
Figura 4.15: Secondo modo Modello 2.....	36
Figura 5.1: Posizione accelerometri prima misurazione.....	38
Figura 5.2: Confronto tra FFT di Spallone in dir. Y e Motore in dir. Z a 900 rpm.....	39
Figura 5.3: Confronto tra FFT di Spallone in dir. Y e Motore in dir. Z a 1000 rpm.....	40
Figura 5.4: Confronto tra FFT di Spallone in dir. Y e Motore in dir. Z a 1500 rpm.....	40
Figura 5.5: Confronto tra FFT di Spallone in dir. Y e Motore in dir. Z a 2000 rpm.....	41
Figura 5.6: Seconda configurazione telaio.....	43
Figura 5.7:Indicazione nome supporti configurazione 1.....	44
Figura 5.8:Indicazione nome supporti configurazione 2.....	45

Figura 5.9:Supporto antivibrante: cono tipo 30.....	46
Figura 5.10: Confronto tra FFT di configurazione 1 e 2 dei dati sullo Spallone in dir. Y a 900 rpm ...	49
Figura 5.11: Confronto tra FFT di configurazione 1 e 2 dei dati sullo Spallone in dir. Y a 1000 rpm .	50
Figura 5.12: Confronto tra FFT di configurazione 1 e 2 dei dati sullo Spallone in dir. Y a 1500 rpm .	50
Figura 5.13: Confronto tra FFT di configurazione 1 e 2 dei dati sullo Spallone in dir. Y a 2000 rpm .	51
Figura 5.14: Confronto tra FFT di configurazione 1 e 2 dei dati sulla Cabina in dir. Z a 900 rpm.....	52
Figura 5.15: Confronto tra FFT di configurazione 1 e 2 dei dati sulla Cabina in dir. Z a 1000 rpm.....	53
Figura 5.16: Confronto tra FFT di configurazione 1 e 2 dei dati sulla Cabina in dir. Z a 1500 rpm.....	53
Figura 5.17: Confronto tra FFT di configurazione 1 e 2 dei dati sulla Cabina in dir. Z a 2000 rpm.....	54
Figura 5.18: Posizionamento accelerometri .....	55
Figura 5.19: Confronto FFT a 900 rpm .....	58
Figura 5.20: Confronto FFT a 1800 rpm .....	59
Figura 5.21: Confronto FFT a 2000 rpm .....	60
Figura 5.22: FFT accelerometro Posteriore .....	61
Figura 5.23: FFT accelerometro Centrale.....	62
Figura 5.24: FFT accelerometro Anteriore.....	63
Figura 5.25: Posizione accelerometri prima misurazione caratterizzazione motore .....	66
Figura 5.26: Posizione accelerometri seconda misurazione caratterizzazione motore.....	66
Figura 5.27: Confronto accelerazioni reali e approssimate su piedino posteriore sinistro dir. Z .....	68
Figura 5.28: Confronto accelerazioni reali e approssimate su piedino anteriore sinistro dir. Z .....	68
Figura 5.29: Confronto accelerazioni reali e approssimate su piedino posteriore destro dir. Z .....	69
Figura 5.30: Confronto accelerazioni reali e approssimate su piedino anteriore destro dir. Z .....	69
Figura 5.31: Confronto accelerazioni reali e approssimate su piedino posteriore destro dir. Z (misure valle antivibrante).....	70
Figura 5.32: Confronto accelerazioni reali e approssimate su piedino anteriore destro dir. Z (misure valle antivibrante).....	71
Figura 5.33: Confronto curve approssimate su piedini posteriori dir. Z (no sovrapposizione) .....	72
Figura 5.34: Confronto curve approssimate su piedini posteriori dir. Z (sovrapposizione).....	73
Figura 5.35: Andamento accelerazioni a $T \cong 0.2 s$ .....	74
Figura 5.36: Andamento accelerazioni a $T \cong 0.35 s$ .....	74
Figura 5.37: Andamento accelerazioni a $T \cong 0.47 s$ .....	74
Figura 6.1: Modello 1 ottimizzato con i primi tre step .....	78
Figura 6.2: Modello 1 con tutti gli step più alleggerimento spallone .....	79

## 8.2 Indice delle tabelle

Tabella 3.1: Dati di targa accelerometro .....	21
Tabella 5.1: Reazioni vincolari configurazione 1 .....	44
Tabella 5.2: Reazioni vincolari configurazione 2 .....	45

## 9 Bibliografia

- [1] A. Fasana e S. Marchesiello, *Meccanica delle vibrazioni*, Clut, 2006.
- [2] G. Fichera, *Misura delle vibrazioni*, Università degli studi di Catania.
- [3] G. Genta, *Vibration Dynamics and Control*, Springer, 1993.
- [4] A. Gugliotta, *Elementi Finiti-Parte 1*, Otto Editore, 2011.
- [5] AMC Mecanocaucho, «Manuale supporti antivibranti».
- [6] Deutz, «Technical data of alternative engine».
- [7] PCB Piezoelectronics, [Online]. Available: <https://www.pcb.com>.
- [8] «NI-9234 Specifications-National Instrument,» [Online]. Available: <https://www.ni.com>.