

Analisi dinamica preliminare, teorica e sperimentale, del carrello principale di un velivolo

A.Lucifredi, P.Silvestri, P.Sgroi, D.Noceti
*Laboratorio di Meccanica Generale e Meccanica delle Vibrazioni (MGMV),
Dipartimento di Meccanica e Costruzione delle Macchine, Università di Genova, Italia
E-mail: lucifredi@unige.it, p.silvestri@unige.it*

Keywords: Meccanica; vibrazioni; dinamica; simulazione.

Abstract

Il presente studio preliminare consiste in un'analisi teorica e sperimentale del carrello principale di un velivolo. Tale attività nasce dall'intento di svolgere un'indagine su fenomeni possibili di vibrazioni del carrello che possano presentarsi in certe condizioni, specie in fase di atterraggio e frenata del velivolo.

L'attività è stata impostata su due fronti: uno di simulazione dinamica in ambiente LMS Virtual Lab (software multibody/FEM), l'altro sperimentale analizzando con LMS Test Lab i dati acquisiti sul campo per effettuare un'analisi modale del carrello.

La parte di simulazione teorica ha permesso di tenere conto di carichi realistici agenti sul sistema nelle condizioni operative di interesse. Per questo scopo si è realizzato un modello dinamico del carrello, in cui un membro ritenuto significativo a condizionare la dinamica del sistema soprattutto in bassa frequenza è stato modellato come corpo flessibile. Gli altri membri sono stati schematizzati a corpi rigidi con rigidezze e smorzamenti concentrati ove necessario (in altri casi sono state utilizzate coppie cinematiche).

Per riprodurre correttamente i carichi a cui è soggetto il carrello durante la fase di atterraggio, si è scelto di realizzare una simulazione di massima dell'atterraggio e della frenata dell'intero velivolo (questo è sembrato più significativo piuttosto che imporre dei carichi agenti in determinati punti del carrello: questi non erano disponibili sperimentalmente e quindi si è scelto di modellare tutto l'aereo). Come dati di input per la simulazione si sono utilizzati i valori delle risultanti delle componenti aerodinamiche applicate al baricentro del velivolo resi disponibili dal costruttore, oltre alle condizioni iniziali relative all'assetto del velivolo.

Per meglio approfondire il comportamento dinamico del velivolo nella fase di atterraggio, sono stati esaminati attraverso il modello due casi distinti di atterraggio: il primo riguarda un atterraggio con frenata solo sulle ruote (del carrello principale), il secondo considera anche l'effetto frenante dovuto all'inversione di spinta ottenuto variando il calettamento delle pale delle eliche dei motori (thrust reverser).

La parte di attività sperimentale ha permesso sia di caratterizzare dal punto di vista strutturale il carrello, sia di validare il modello virtuale; in particolare l'attività ha riguardato un'analisi modale sul carrello principale che ha permesso l'estrazione delle forme modali del carrello in esame. Le misure sono state condotte sul carrello principale destro, in configurazione aperta e con il pneumatico a contatto con il suolo e le condizioni di carico sul sistema erano di tipo statico, dovute al solo peso del velivolo.

Per quanto riguarda i modi in bassa frequenza che interessano prevalentemente il componente wheel lever, sono state riscontrate strette analogie tra risultati sperimentali e risultati teorici ottenuti con il modello multibody.

Il modello così validato sembra essere uno strumento avanzato di analisi della dinamica del carrello principale e siccome è impostato per tenere conto della dinamica dell'intero velivolo potrà anche essere sviluppato in futuro per lo studio più approfondito di altri aspetti di interesse

ingegneristico sfruttando le potenzialità del software LMS Virtual Lab (ad esempio studi aerodinamici, impiantistica di attuazione idraulica e sistemi di controllo).

Introduzione

La presente analisi teorica e sperimentale è volta a studiare fenomeni di vibrazioni che si sono presentati sul carrello principale di un velivolo e che sembrano interagire con i sistemi ABS sinora sperimentati rendendo di conseguenza complessa e problematica l'installazione.

L'attività è stata impostata su due fronti: uno di simulazione dinamica in ambiente LMS Virtual Lab (software multibody / FEM), l'altro sperimentale analizzando con LMS Test Lab i dati acquisiti sul campo per effettuare un'analisi modale del carrello.

La parte di simulazione teorica ha permesso di tenere conto di carichi realistici agenti sul sistema nelle condizioni operative di interesse, mentre la parte di attività sperimentale ha permesso di validare il modello virtuale.

Il carrello principale in esame comprende uno shock absorber pneumatico e idraulico. Il sistema di apertura e chiusura è idraulico e permette al carrello di essere completamente represso all'interno della fusoliera quando il velivolo è in volo. Sono presenti bloccaggi meccanici nelle posizioni di apertura e chiusura, inoltre appositi sportelli ricoprono completamente il carrello represso.

Il carrello è anche dotato di un sistema di apertura di emergenza azionato da una pompa idraulica manuale. Sulle ruote del carrello sono installati freni a disco al carbonio attuati idraulicamente attraverso un sistema primario o un sistema secondario di emergenza.

Descrizione del modello

Per lo studio del comportamento dinamico del carrello principale è stato realizzato in LMS Virtual Lab un modello multibody dell'intero velivolo allo scopo di poter effettuare analisi dinamiche relative a una situazione tipica di atterraggio.

La costruzione del modello è iniziata in un primo momento con la creazione del corpo telaio, utilizzato per la definizione dei sistemi di assi necessari alla localizzazione di tutti gli elementi del modello. Il telaio non è dotato né di grafica né di proprietà di massa, su di esso è definita la terna di riferimento principale del velivolo e altre terne che definiscono la posizione dei punti di collegamento dei carrelli al telaio, nonché la terna principale d'inerzia del velivolo. Le quote geometriche necessarie alla disposizione dei vari membri rispetto alla terna di riferimento principale, sono state ricavate da disegni CAD delle piastre di fissaggio del carrello principale e dai disegni dei carrelli (posteriore e anteriore) forniti dal costruttore.

Si è proceduto in seguito con l'assemblaggio del sottosistema del carrello principale vero e proprio, comprendente il meccanismo di apertura e chiusura del carrello, il sistema di assorbimento degli urti (shock absorber) e le ruote posteriori (cerchi e pneumatici).

Sono stati quindi creati i vari corpi e le varie coppie cinematiche necessarie a definire il sistema in esame ed a ogni corpo è stata associata una grafica 3D appropriata.

Per ogni membro è stato impostato il valore della massa volumica del materiale e sono stati ricavati dalla geometria solida ad essi associata la posizione del baricentro e le proprietà inerziali.

Per simulare il comportamento dinamico dello shock absorber è stato utilizzato nel modello il componente *Translational Spring Damper Actuator (TSDA)*.

La relazione Forza / Spostamento è stata dedotta dai dati sui test in condizione statiche e di velivolo fermo forniti dal costruttore.

Utilizzando tali informazioni è stata creata in Virtual Lab una spline curve ed inserita nell'elemento TSDA.

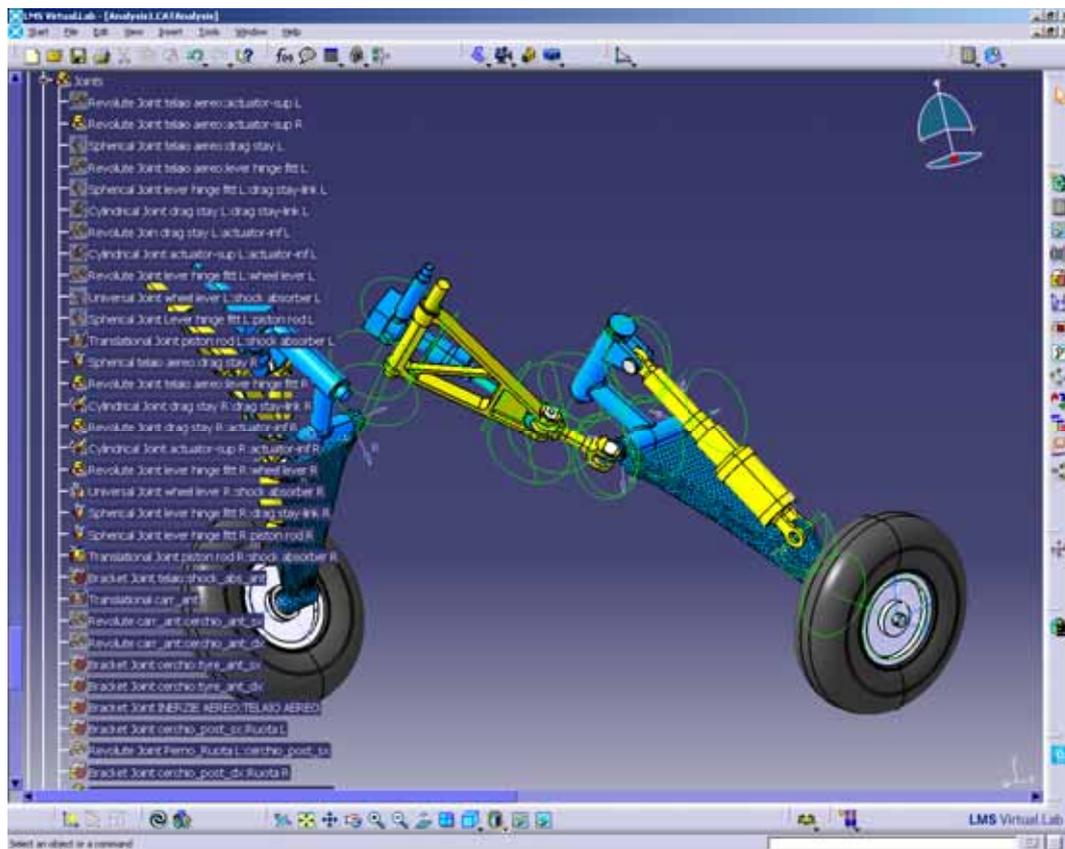


Figura 1 - Il carrello principale completo

Il coefficiente di smorzamento invece è stato ricavato dal free recoil test approssimando la velocità di apertura del carrello a un valore costante.

Per simulare le forze scambiate tra il pneumatico e la superficie della pista, è stato inserito nel modello il componente *Simple Tire* (uno per ogni pneumatico). Le forze simulate sono la forza laterale, la forza normale o verticale, e la forza longitudinale.

La forza normale è ottenuta come funzione della deflessione verticale del pneumatico e della velocità di deformazione verticale utilizzando la curva caratteristica del pneumatico inserita nel componente *Tire*.

Le forze longitudinale e laterale sono assunte come agenti nel piano tangente del terreno. Questo è definito come il piano tangente al profilo del terreno nel punto di contatto tra pneumatico e suolo.

In direzione longitudinale si tiene conto di due effetti, la resistenza al rotolamento e la forza di trazione o frenatura. Il fattore di attrito longitudinale è ottenuto da una funzione dello slip ratio o rotational slip S , calcolato dal software in funzione del raggio del pneumatico deformato e della velocità angolare della ruota. La forza laterale è calcolata come una funzione della forza normale e dello steer angle. Essa viene approssimata dal software da un polinomio di ordine cubico.

Il componente wheel lever del carrello principale è stato discretizzato con un mesh per codici agli elementi finiti, per poter essere modellato come corpo flessibile.

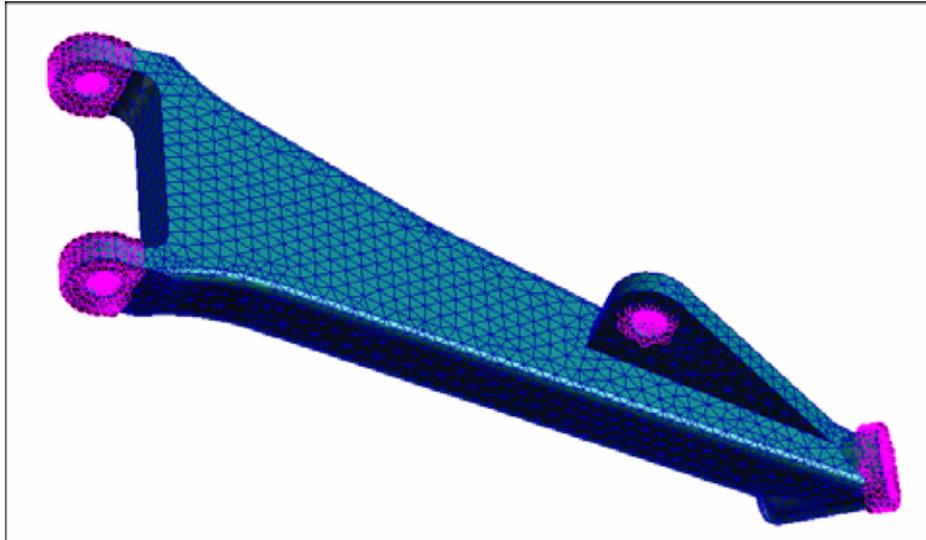


Figura 2 - Mesh realizzata per il componente wheel lever (sinistra)

Sono stati ottenuti 23672 elementi e 36677 nodi. Ogni elemento è di forma tetraedrica e possiede dieci nodi, uno su ogni vertice ed uno a metà di ogni spigolo. Sono state inoltre impostate le proprietà meccaniche del materiale di tale componente (lega di alluminio).

Nei 4 nodi coincidenti ai 4 giunti cinematici del modello multibody (le due coppie rotoidali superiori con il lever hinge fit, l'incastro con il perno ruota e il giunto universale con lo shock absorber) sono stati definiti 4 MPC (*Multi Point Constraint*).

Gli MPC hanno la funzione di vincolare rigidamente ad essi un certo numero di elementi dipendenti della mesh, visualizzati in viola in fig. 2.

In maniera analoga a quanto fatto per il carrello principale, è stato costruito nel modello multibody il carrello anteriore.

Per simulare le proprietà di massa e i momenti principali d'inerzia del velivolo è stato creato un corpo puntiforme denominato "Inerzie Aereo", dotato solamente di massa e momenti d'inerzia, fissato a telaio in corrispondenza del baricentro del velivolo.

Ovviamente la massa totale del velivolo, i momenti principali d'inerzia e la posizione del baricentro stesso non sono in generale costanti, ma dipendono da diversi fattori come le condizioni di carico, l'allestimento interno, la quantità di carburante. In questo caso sono state impostate le proprietà inerziali del velivolo adeguate alle simulazioni effettuate per questa attività. Infine è stata aggiunta la grafica della fusoliera del velivolo e della superficie della pista.

Simulazioni dinamiche

La condizione operativa più significativa per il carrello principale è quella dell'atterraggio del velivolo e della fase di frenatura dello stesso.

Per esaminare il comportamento del carrello in tale situazione sono state svolte mediante Virtual Lab Motion delle analisi dinamiche per simulare una situazione tipica di atterraggio ed effettuare quindi uno studio che tenga conto delle reali condizioni di funzionamento, riproducendo i carichi a cui è soggetto il carrello durante tale fase.

Le simulazioni svolte sono della durata di 20s (dal touch down fino a quasi full stop) e utilizzano come dati in ingresso i valori delle forze aerodinamiche in funzione del tempo, ricavati dalla time history di un atterraggio reale.

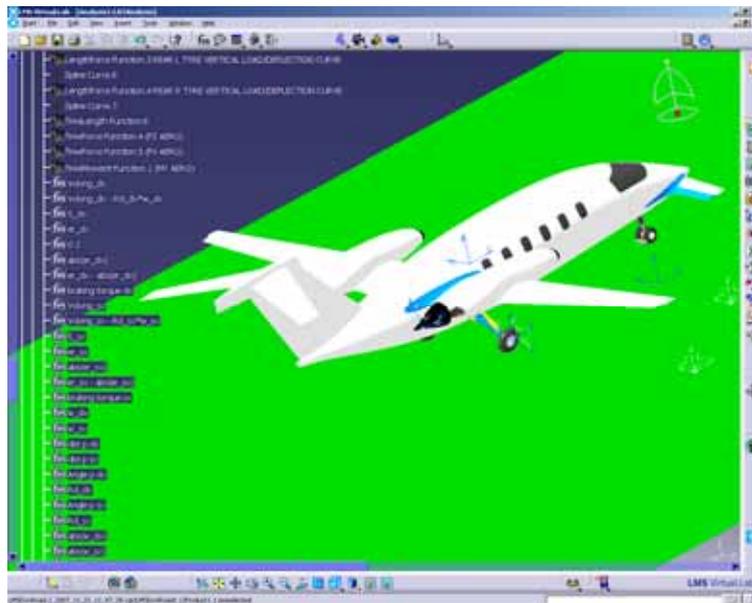


Figura 3 - Il modello completato

Siccome il corpo del velivolo è schematizzato come corpo rigido e puntiforme situato nel baricentro, le forze inserite nel modello sono le risultanti delle componenti aerodinamiche dovute ai tre profili alari, direttamente applicate nel baricentro del velivolo:

F_x = forza aerodinamica di resistenza all'avanzamento del velivolo

F_z = forza aerodinamica di portanza del velivolo

M_y = momento di beccheggio (*pitch*)

Tali dati sono stati inseriti in Virtual Lab come *Time Series Input* di 20000 punti ($\Delta t = 0,001s$) interpolati linearmente.

Come verrà illustrato in seguito sono stati esaminati due casi distinti di atterraggio: il primo riguarda un atterraggio con frenata solo sulle ruote (del carrello principale), il secondo considera anche l'effetto frenante dovuto all'inversione di spinta ottenuto variando il calettamento delle pale delle eliche dei motori (*thrust reverser*).

Tuttavia la prima fase dell'atterraggio che dura fino all'istante $t = 3,5s$ è uguale per i due casi, in quanto la frenata inizia circa 2s dopo il touch down, ovvero quando tutte le ruote sono stabilmente a contatto con la pista.

All'inizio della simulazione dinamica di atterraggio e il velivolo possiede le seguenti condizioni iniziali:

- 1) Quota longitudinale del baricentro rispetto alla terna fissa alla pista $X_{cg} = -22944$ mm
- 2) Quota trasversale del baricentro rispetto alla terna fissa alla pista $Y_{cg} = 0$
- 3) Altezza del baricentro rispetto al suolo $Z_{cg} = 2134$ mm
- 4) Velocità longitudinale del baricentro $V_x = -56,58$ m/s
- 5) Velocità trasversale del baricentro $V_y = 0$ m/s
- 6) Velocità verticale del baricentro $V_z = -0,99$ m/s
- 7) Angolo di rollio (*roll*) $\phi = 0$ rad
- 8) Angolo di beccheggio (*pitch*) $\theta = 0,031193$ rad
- 9) Angolo di imbardata (*yaw*) $\psi = 0$ rad
- 10) Velocità angolare di rollio $p = 0$ rad/s

- 11) Velocità angolare di beccheggio $q = 0 \text{ rad/s}$
- 12) Velocità angolare di imbardata $r = 0 \text{ rad/s}$

I valori di queste grandezze sono riferiti al sistema di riferimento fisso di origine O solidale alla pista; in fig. 4 sono evidenziate le grandezze non nulle.

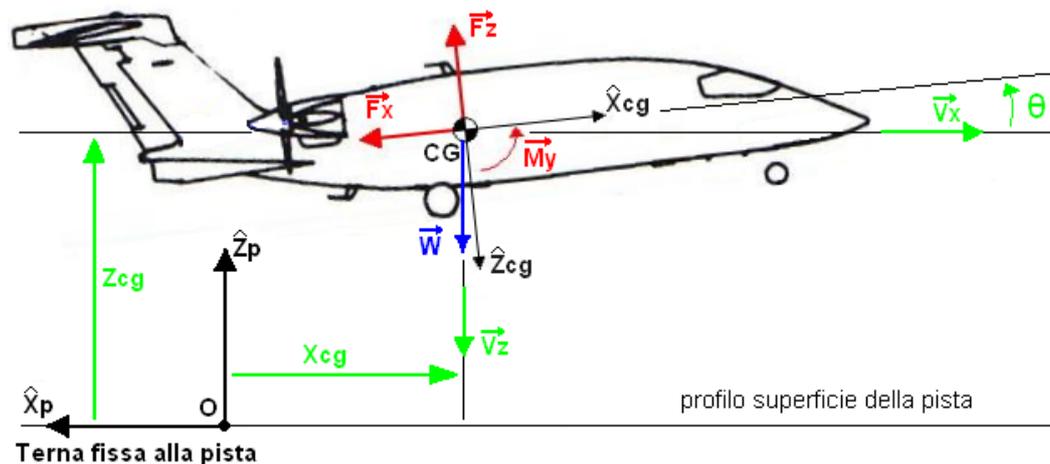


Figura 4 - Condizioni iniziali

Mediante una procedura di linearizzazione delle equazioni del moto (*linearization analysis*), è stato possibile estrarre i modi normali del componente wheel lever, modellato agli elementi finiti. Per lo studio di tale componente è stato utilizzato il metodo di Craig – Bampton che descrive il movimento della wheel lever come una combinazione di Modi di Vincolo (o Modi Statici) e di Modi Normali. I Modi di Vincolo rappresentano le deformate statiche assunte dal componente quando ad un punto di interfaccia viene imposto uno spostamento unitario lungo ciascun grado di libertà tenendo fissi gli altri punti. Nel caso presente i punti di interfaccia sono costituiti dai 4 MPC (Multi Point Constraints) che connettono il componente flessibile agli altri membri (rigidi) del modello multibody.

I modi normali sono gli autovettori del componente calcolati con tutti i punti di interfaccia fissati. Questa procedura ha permesso già in fase di simulazione di individuare alcune frequenze caratteristiche che sono presenti nel carrello principale nella fase di frenatura e di produrre delle animazioni delle soluzioni calcolate che mostrano le deformate del pezzo flessibile inserito nel modello multibody.

Sono stati individuati con questa analisi 3 modi normali in bassa frequenza che sembrano significativi per la dinamica del carrello principale alle frequenze di 27,7 Hz, 53,9 Hz e 130,1 Hz. Nelle seguenti figure sono illustrati alcuni fotogrammi delle animazioni ad esse associate (graficamente è rappresentata solo la parte destra del carrello principale, avendo nascosto la grafica degli altri corpi del sistema multibody completo).

Analisi modale sperimentale

Sono stati definiti 69 punti di acquisizione (compresi i 2 punti relativi agli accelerometri) e su ogni punto è stata definita una terna locale orientata in modo opportuno a stabilire la direzione di eccitazione del martello. Come già detto in precedenza, ogni punto è stato eccitato in almeno 2 diverse direzioni (ad eccezione per l'attuatore idraulico), inoltre ogni martellata è stata ripetuta per

3 volte. Durante le acquisizioni, il carrello era montato nella sua posizione finale di assemblaggio, in configurazione aperta e con il pneumatico a contatto con il suolo e le condizioni di carico sul sistema erano di tipo statico, dovute al solo peso del velivolo.

Le misure di impact sono state svolte nella modalità “roving hammer”, utilizzando un martello strumentato e due accelerometri triassiali posizionati in due punti della struttura mediante un composto a base di cera.

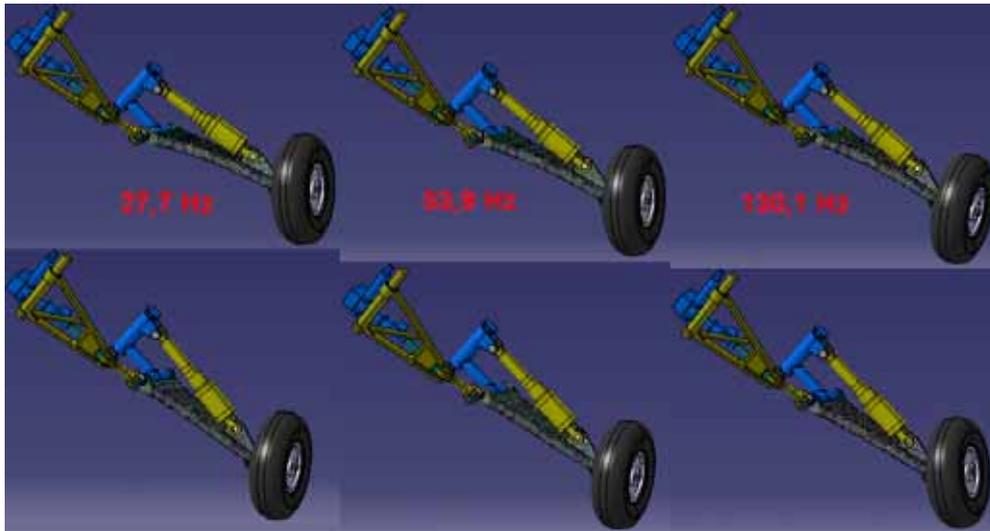


Figura 5 - I modi estratti a 27,7 Hz - 53,9 Hz e 130,1 Hz

Il sistema di acquisizione LMS RoadRunner ha automaticamente calcolato il valore medio sulle 3 martellate per ogni FRF di ogni punto e ha salvato le informazioni su opportuni file per le successive elaborazioni dei dati.

Le eccitazioni sono state in totale 132, di conseguenza si sono ottenute $132 * 6 = 792$ FRF; in un secondo momento, nel laboratorio MGMV, si è proceduto con l’elaborazione dei dati, dopo aver importato i file generati dal Roadrunner in Test Lab. Si è proceduto quindi con l’analisi modale che è stata svolta utilizzando 2 diversi algoritmi di calcolo disponibili con il software LMS Test Lab, il PolyMAX e il Time MDOF.

Con la prima stabilizzazione (20 – 240 Hz) si sono individuati 2 poli che sembrano ben avviati (stabili, picco sulla FRF somma, MIF minimo).

Sussiste anche una buona corrispondenza numerica fra le coppie di valori calcolati mediante i 2 diversi algoritmi:

In tabella 1 sono riportati i primi 5 modi del carrello estratti con l’analisi modale sperimentale.

modo	PolyMAX [Hz]	Time MDOF [Hz]	smorzamento
1°	53.749	53.560	3.20%
2°	84.239	84.139	1.41%
3°	97.808	97.818	2.03%
4°	128.604	128.669	3.26%
5°	133.816	134.019	2.43%

Tabella 1 - I primi 5 modi del carrello

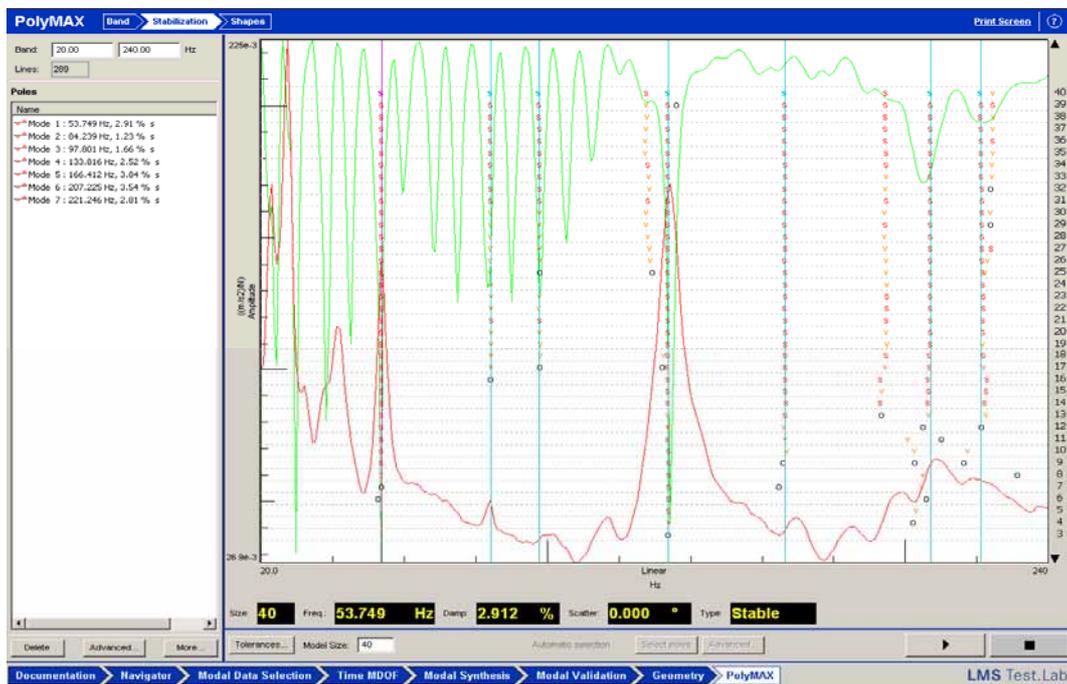


Figura 6 - Diagramma di stabilizzazione nella banda 20 – 240 Hz ottenuto mediante PolyMAX

In fig. 6 e 7 sono evidenti i picchi relativi al 1° modo a 53.749 Hz e al 5° modo a 133,8 Hz estratti dall'elaborazione dei dati sperimentali.

Questi risultati sono in accordo con il secondo modo a 53,9 Hz e il terzo modo a 130,1 Hz calcolati con la simulazione dinamica.

Dall'animazione delle forme modali (fig. 8) si può osservare come la deformazione interessi prevalentemente la parte inferiore del meccanismo: la wheel lever ruota attorno ai giunti rotoidali che la connettono al lever hinge fit (in blu). Lo shock absorber (in viola) segue il movimento flettendosi. Anche la bielletta di collegamento (in rosso) si flette leggermente così come il lever hinge fit stesso. I due componenti superiori (in verde e arancione) invece tendono a rimanere in configurazione indeformata.

Nel modo a 133,8 Hz è più evidente la flessione della wheel lever.

Ulteriori analisi ottenute dall'elaborazione delle FRF relative al punto di acquisizione g1 che è situato al centro del cerchio della ruota, hanno permesso di identificare alcuni picchi a bassa frequenza tra cui anche uno a 27,5 Hz, valore in accordo con il primo modo calcolato teoricamente.

A tale scopo si ricorda che, essendo l'analisi condotta secondo la tecnica roving hammer, tale punto è stato eccitato nelle 3 direzioni con il martello e sono state misurate le relative risposte dagli accelerometri triassiali.

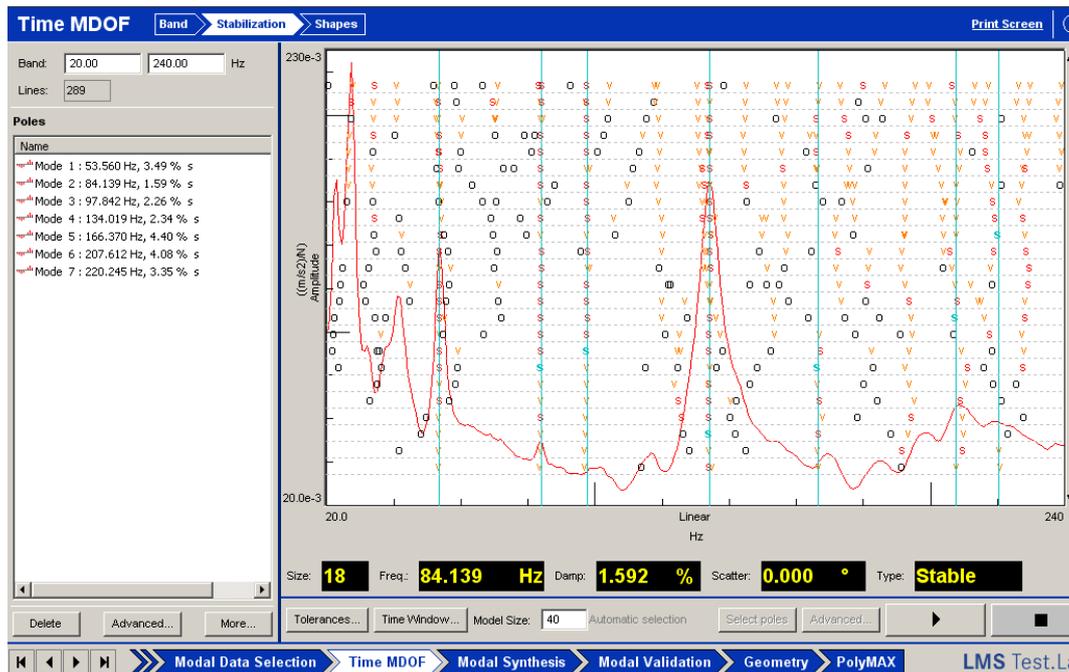


Figura 7 - Diagramma di stabilizzazione nella banda 20 – 240 Hz ottenuto mediante Time MDOF

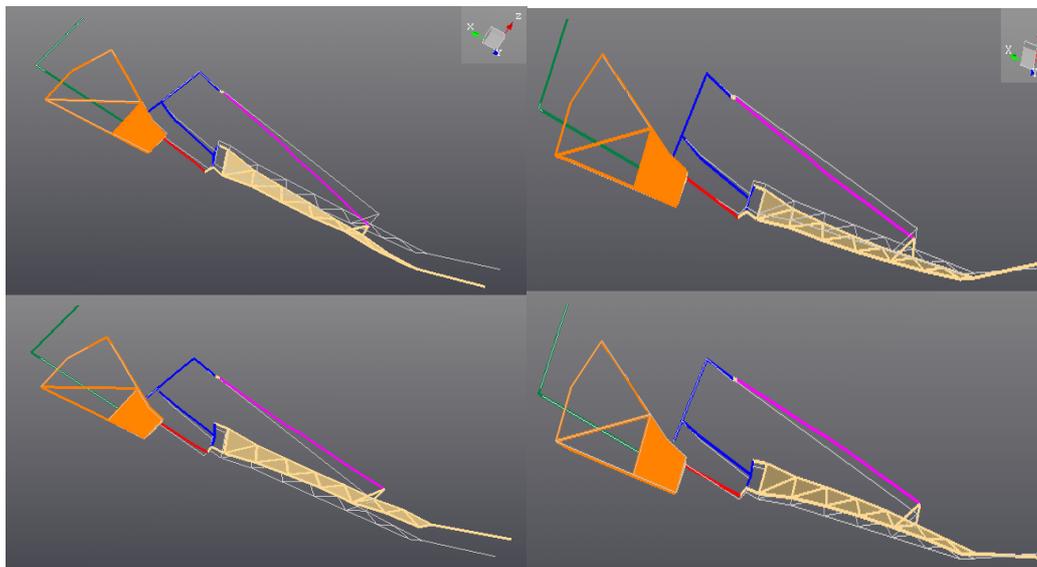


Figura 8 - Ii modi sperimentali a 53,75 Hz e 133,8 Hz

Tutti i file generati all'atto dell'acquisizione e importati in Test Lab ovviamente contengono tale informazione per cui, applicando il principio di reciprocità di Maxwell, le FRF possono essere pensate come se fossero state ottenute eccitando il sistema sempre nei punti fissi (secondo le tre

direzioni X, Y e Z) degli accelerometri e andando a misurare le risposte in tutti i punti di acquisizione definiti nelle rispettive direzioni di eccitazione (nel seguente grafico soltanto nel punto g1 per l'accelerometro a3).

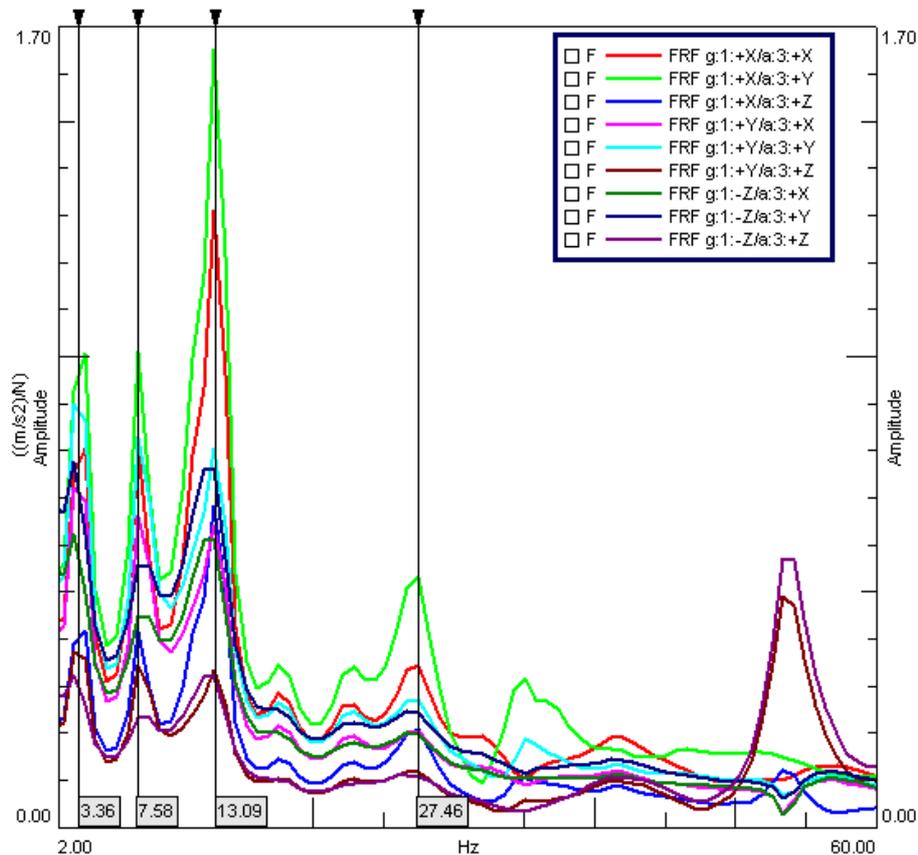


Figura 9 - Grafico delle FRF relative al punto g1, reference in a3, intervallo 2 – 60 Hz

Per quanto riguarda i modi in bassa frequenza (27 Hz, 53 Hz e 133 Hz) che interessano prevalentemente il componente wheel lever, sono state riscontrate analogie tra risultati sperimentali e risultati teorici ottenuti con il modello multibody.

Si può concludere che queste frequenze possono essere significative per il comportamento dinamico in bassa frequenza specialmente per quanto riguarda la parte inferiore del sistema comprendente la ruota.

Bibliografia

- [1] Jan Roskam, Airplane Flight Dynamics and Automatic Flight Controls – Part I - 2001
- [2] LMS Virtual Lab R6B On-Line Help, Leuven Belgium - 2007
- [3] LMS Test Lab R7A On-Line Help, Leuven Belgium - 2007
- [4] LMS Test Lab, Modal Analysis User Manual Rev 7A, Leuven Belgium - 2007
- [5] B. Etkin, Dynamics of atmospheric flight, Wiley, 1972