

Analisi modale sperimentale di una sala portante del convoglio ETR500

Dott. Ing. Andrea BRACCIALI (*) – Dott. Ing. Paolo RISSONE (*)

SOMMARIO. Il presente lavoro illustra il comportamento modale di una sala del convoglio ETR500 di preserie evidenziandone alcune particolarità in riferimento a problemi acustici, strutturali e di usura ed a successive modellazioni con codici agli elementi finiti. L'analisi modale sperimentale della sala ha evidenziato comportamenti propri inaspettati, che sono stati confrontati con quanto riscontrato in letteratura, dando utili indicazioni per ulteriori analisi in campo dinamico.

1. Introduzione

Negli anni '50, con l'accrescersi delle esigenze di mobilità e di rapidità di spostamento e con l'esigenza di contrastare i vettori automobilistico ed aereo che andavano assumendo importanza via via crescente, le amministrazioni ferroviarie di vari paesi intrapresero iniziative volte all'impostazione di un servizio regolare di convogli viaggiatori a velocità superiori ai 200 km/h, barriera convenzionale che peraltro era stata raggiunta con un certo successo in diverse sperimentazioni, anche nel nostro paese, già anteguerra.

Purtroppo oltrepassare questa soglia non risultò indolore: il manifestarsi di gravi problemi di stabilità di marcia, che portò in alcune situazioni a condizioni di estrema pericolosità, obbligò ad una pausa di riflessione e ad avviare una ricerca di base volta alla comprensione ed alla modellazione dei fenomeni dinamici di interazione del veicolo e della via che, complice anche lo sviluppo contemporaneo dei primi mezzi di calcolo digitale e della strumentazione elettronica per la rilevazione sperimentale degli effetti prodotti dei suddetti fenomeni, consentì un approccio unitario che condusse a risultati globalmente assai soddisfacenti.

Oggi, grazie agli strumenti informatici disponibili sul mercato sia in termini hardware che software, il progettista è in grado di valutare con ottima approssimazione già all'atto del disegno del carrello il presumibile comportamento dinamico di un rotabile, consentendo così il raggiungimento in piena sicurezza di velocità ben superiori ai 300 km/h. Questa nuova soglia non è più dovuta quindi ad insormontabili problemi tecnici, come mostrano i recenti record di oltre 500 km/h in piena sicurezza, ma è derivante da considerazioni economiche: al di sopra di essa infatti il beneficio che si consegue in termini di diminuzione dei tempi di percorrenza è assai limitato, mentre il bilancio energetico diventa rapidamente sfavorevole, visto che la potenza richiesta per vincere le resistenze aerodinamiche, preponderanti alle alte velocità, è proporzionale al cubo della velocità stessa.

La "dinamica ferroviaria", nome con il quale viene ormai identificata la serie di studi volti a determinare le condizioni di stabilità di marcia di un veicolo su rotaie, è basata sulla scrittura e relativa soluzione del sistema delle equazioni differenziali di moto del complesso cassa-carrello-sale e del contatto ruota-rotaia supponendo i parametri concentrati, intendendo con ciò che i corpi sono considerati solo come masse e momenti d'inerzia mentre i collega-

menti sono linearizzati con molle e smorzatori con costanti di rigidità e di smorzamento viscoso note. Un notevole lavoro ha riguardato in particolare la modellazione del contatto hertziano ruota-rotaia e della geometria di contatto in funzione della posa del binario, fenomeni tipicamente non lineari.

È assai utile, in prima analisi, determinare le frequenze proprie del veicolo e le relative deformate risolvendo le equazioni di moto libero (non forzato) per il veicolo fermo. Ovviamente occorre tenere in considerazione, con noti algoritmi di calcolo di autovalori ed autovettori, lo smorzamento dato dagli smorzatori verticali ed antiserpeggio; la presenza di questi ultimi risulta peraltro essere spesso indispensabile per non incappare in pericolosi fenomeni di instabilità. Successivamente si possono tenere in conto anche le forze non lineari scambiate al contatto ruota-rotaia: in questo caso la soluzione dipende anche dal tempo e non solo dalla frequenza, per cui una soluzione in termini di autovalori ed autovettori non è più possibile. Le equazioni differenziali del moto vengono allora integrate nel tempo con step sufficientemente piccolo per stimare le grandezze di interesse, ad esempio le forze all'atto dell'iscrizione in curva o il comparire di indesiderati fenomeni di instabilità di marcia, fenomeni che possono culminare anche nello svio del veicolo.

L'impiego di queste metodologie ha portato notevoli progressi alla conoscenza scientifica ed alla progettazione dei rotabili, ma l'aumento di velocità comporta anche altri problemi dinamici che non possono essere risolti con i modelli descritti. Essi infatti, essendo a parametri concentrati, hanno come limite superiore di applicabilità circa un terzo della prima frequenza elastica dei vari corpi del sistema, la minima delle quali può essere quella delle sale, del telaio del carrello o quella della cassa: in ogni caso non si possono superare i $20 + 30$ Hz. Nella simulazione delle condizioni di stabilità di marcia ciò non rappresenta un ostacolo, visto che le frequenze di oscillazione del carrello sono dell'ordine di pochi Hz, ma risulta limitante quando si voglia tener conto di fenomeni che intervengono a frequenze più elevate, quali ad esempio certe tipologie di usura delle ruote ed il rumore di rotolamento.

In seno alle FS sono in atto studi volti alla comprensione di questi "nuovi" fenomeni dinamici; parallelamente sono state instaurate collaborazioni con l'Università su problemi specifici per estendere le conoscenze di base nei settori della dinamica ferroviaria e dell'impatto generato sull'ambiente in special modo dal futuro esercizio di convogli ad alta velocità. Il presente lavoro è frutto di tale collaborazione di ricerca e rappresenta un primo passo in questa direzione.

(*) Dipartimento di Meccanica e Tecnologie Industriali Università degli Studi di Firenze.

1.1. Il problema dell'usura

L'usura delle ruote e delle rotaie avviene per fenomeni di interazione ben noti, sui quali non è qui il caso di dilungarsi, che dipendono in massima parte dalla geometria di contatto e dai carichi verticali e trasversali in gioco. Essa è notevole in quei veicoli che percorrono abitualmente linee assai tortuose, cioè caratterizzate da numerose curve con piccolo raggio, e si evidenzia sotto forma di usura della rotaia e del bordino, mentre la tavola di rotolamento risulta spesso molto meno usurata. Oltre a queste usure, le cui cause paiono sufficientemente note, si manifesta sovente la cosiddetta "poligonazione" della superficie di rotolamento (formazione di ondulazioni in senso circonferenziale).

Sebbene a tutt'oggi, almeno a quanto ci risulta, non sia ancora stata sviluppata una modellazione soddisfacente del fenomeno che sembra di natura tribologica, pare di poter affermare che almeno nell'innescamento della poligonazione rivesta importanza fondamentale la dinamica del sistema sala-rotaia-carrello ed in particolare la deformabilità dinamica della ruota (o meglio della sala completa) nelle frequenze oltre i 50 Hz, campo nel quale la sala, come vedremo, non può più essere vista come rigida e dotata di sola massa ma va considerata come un solido elastico caratterizzato quindi dal suo comportamento vibratorio proprio. In tale campo i modi di vibrare del binario sembrano meno importanti in quanto i più importanti compaiono a frequenze oltre i 500 Hz [1] e pertanto, con buona probabilità, saranno caratterizzati da cedevolezza dinamica inferiore dovuta anche al maggior grado di smorzamento.

1.2. Il problema del rumore

Il problema del rumore emesso verso l'ambiente da un convoglio ferroviario assume sempre maggior importanza con l'aumento delle velocità e diviene critico intorno alla già citata soglia dei 300 km/h. Sembra evidente che gli sforzi della ricerca debbano essere concentrati sulla identificazione delle sorgenti di rumore e sulla quantificazione relativa al fine di identificare le contromisure migliori per prevenire e/o abbattere il rumore emesso verso l'esterno. Questa linea di ricerca appare di importanza strategica quando si osservi che l'impatto ambientale da rumore è divenuto negli ultimi anni argomento di primaria importanza.

Dato che questa non è la sede per affrontare l'argomento (peraltro ampiamente trattato nei lavori citati in bibliografia), diciamo solo che allo stato attuale delle conoscenze molti ricercatori convergono nell'indicare il contatto ruota-rotaia come il meccanismo principale di eccitazione delle vibrazioni e quindi del rumore emesso da un convoglio almeno nel range di velocità 250 + 300 km/h. È infatti oltre queste velocità che il rumore aerodinamico inizia a manifestare la propria influenza, mentre quello dovuto allo strisciamento del pantografo ed ai motori di trazione pare essere relativamente trascurabile. Alcuni studiosi [4] hanno compiuto studi estremamente interessanti sul tipo di sorgente acustica vista da un osservatore in base alla sua distanza dalla linea ed alla lunghezza del convoglio; per quanto riguarda nel dettaglio la singola ruota, alcuni autori [4, 5] ritengono che essa si comporti come dipolo ed altri [6] come monopolo.

Rilievi recentemente pubblicati di misure di rumorosità del convoglio ETR500 [7] hanno evidenziato che una delle cause primarie dell'aumento della rumorosità è il degrado progressivo della superficie di rotolamento delle ruote, specialmente di quelle delle motrici, che hanno frenatura tradizionale a ceppi oltre,

ovviamente, a quella elettrica. La rumorosità delle motrici E404 è infatti equivalente a quella delle vetture quando le superfici di rotolamento siano state appena tornite; il degrado progressivo delle superfici di rotolamento incrementa notevolmente il rumore, e addirittura le motrici sopravanzano di 7 + 8 dB(A) le vetture dopo percorrenze anche relativamente modeste che inducono un'usura che è peraltro perfettamente tollerabile ai fini della sicurezza di marcia. Ritorniture volte alla riduzione del rumore paiono quindi inaccettabili dal punto di vista economico, sia perché esse costringerebbero a togliere dall'esercizio il treno sia perché le sale, che per i nuovi convogli ETR500 di serie saranno tutte del tipo monoblocco con cerchione integrale con il centro ruota e non riportato, dovrebbero essere sostituite troppo spesso.

Alla luce di questi risultati appare evidente come il maggior intervento vada compiuto, almeno per l'ETR500 ed indubbiamente per tutti i convogli marcianti a velocità tradizionali, appunto sulla componente del rumore derivante dal contatto ruota-rotaia.

Per giustificare l'approccio seguito nel presente lavoro, si ricordi che la potenza sonora generata da una qualunque superficie vibrante dipende dall'area della superficie dell'oggetto, dalla velocità superficiale media e dall'efficienza di radiazione secondo la nota formula

$$W = \rho c A \sigma_{\text{rad}} \langle v^2 \rangle$$

in cui

W = potenza sonora emessa (W)

ρ = densità dell'aria ($\approx 1.2 \text{ kg/m}^3$)

c = velocità del suono nell'aria ($\approx 340 \text{ m/s}$)

A = area della superficie radiante (m^2)

σ_{rad} = efficienza di radiazione

$\langle v^2 \rangle$ = velocità media nel tempo e nello spazio della superficie vibrante al quadrato (m^2/s^2).

Quando la superficie si muove rigidamente si può ritenere che l'efficienza di radiazione sia unitaria, altrimenti le deformazioni dinamiche che avvengono in condizioni di risonanza fanno sì che le varie porzioni di superficie si possano muovere in controfase annullando il contributo di queste aree al rumore totale emesso (fenomeno della "cancellazione in campo vicino") riducendo così l'efficienza di radiazione.

Ancora prima di affrontare l'argomento nel dettaglio, è possibile fare delle ipotesi riguardo all'importanza relativa delle due potenziali sorgenti di rumore dovute al rotolamento:

- la ruota sembra essere la maggior responsabile del rumore emesso in quanto è caratterizzato da una grande superficie radiante e da uno smorzamento molto basso, fatto quest'ultimo facilmente verificabile impartendo con un qualunque mezzo una forza impulsiva ed osservando il tempo di decadimento delle vibrazioni o del suono risultante. Poiché in generale l'ampiezza delle vibrazioni in condizioni di risonanza dipende dal grado di smorzamento, la cedevolezza dinamica della ruota è particolarmente elevata. Questo fatto, unitamente all'ipotesi che la forzante in condizioni operative ecciterà con buona probabilità un campo di frequenze piuttosto elevato (il contatto ruota-rotaia darà cioè una eccitazione "a largo spettro"), renderà le velocità superficiali e quindi la potenza sonora emessa piuttosto grandi. Si tenga presente inoltre che le forze nel contatto ruota-rotaia sono molto elevate, date le rigidità in gioco, anche se le superfici in contatto hanno rugosità piccola;

– il binario, almeno nella disposizione classica con massicciata in pietrisco, presenta uno smorzamento assai elevato e quindi pare essere una sorgente meno importante. Solo nel caso in cui la superficie di appoggio sia più ampia, meno smorzata e assai più regolare e quindi più riflettente, come nel caso dei ponti in ferro o delle piastre in c.a.p., esso può diventare una importante sorgente di rumore generato o anche semplicemente riflesso e quindi non assorbito.

L'impatto ambientale da rumore, per essere mantenuto entro gli stretti limiti normativi, deve essere ridotto adottando opportune contromisure che ricadono sostanzialmente nelle seguenti tre categorie:

– mantenimento delle superfici di contatto in condizioni ottimali con interventi di natura meccanica (molature e ritorniture), soluzione assai costosa perché necessaria ad intervalli di tempo ridotti rispetto a quelli usuali;

– riduzione del rumore alla sorgente, con interventi mirati prevalentemente sulla ruota, secondo le metodologie più sotto dettagliate;

– riduzione della propagazione del rumore con barriere antirumore da applicare ai lati della linea, soluzione assai costosa e con impatto ambientale (in questo caso visivo) assai elevato.

Per avviare un processo organico volto alla diminuzione del rumore emesso dalla ruota occorre individuare in primo luogo i possibili interventi di riprogettazione di questo organo e, ove possibile, valutare a priori l'efficacia di questi interventi.

Nel dettaglio si potrebbe:

– diminuire dell'efficienza di radiazione σ_{rad} della vela della ruota, variandone la forma;

– variare la distribuzione e l'ampiezza delle velocità superficiali della ruota, modificandone spessori e/o smorzamenti;

– realizzare schermature delle ruote opportunamente ottimizzate per abbattere il più possibile il rumore nelle bande di frequenza nelle quali esso è predominante;

– spostare i modi propri al di fuori del campo udibile.

Se alcune di queste possibilità, ad esempio l'ultima, si rivelano subito impraticabili, per giustificare l'impiego di risorse da investire per verificare la validità delle altre è necessaria una conoscenza più approfondita del comportamento dinamico della sala completa.

Supponendo che l'ingresso del sistema consista nelle forze scambiate al contatto ruota-rotaia e nell'ipotesi di assumere queste grandezze come dato di ingresso costante del sistema (funzione della rugosità e delle rigidità di contatto), occorre conoscere il comportamento dinamico intrinseco della sala per apportare eventuali modifiche. Questo comportamento proprio può essere identificato sulla base di un opportuno modello nel range di frequenze di interesse, modello ottenibile sia per via analitica con metodi numerici agli elementi finiti (FEM, Finite Element Method) sia con tecniche sperimentali.

Il presente lavoro tratta un approccio sperimentale alla determinazione del comportamento dinamico proprio di una sala completa del convoglio ETR500 di preserie. Il modello relativo, ottenuto elaborando misure di risposta in frequenza, ha evidenziato comportamenti piuttosto interessanti che sono stati confrontati con quanto riscontrato in letteratura. I risultati ottenuti, a nostro avviso piuttosto interessanti, invitano a proseguire la ricerca che consenta una loro applicazione diretta alla risoluzione dei problemi sopra accennati.

2. L'analisi modale della sala dell'ETR500

Lo studio delle frequenze proprie di vibrare di un corpo, delle deformazioni relative e degli smorzamenti interni alla struttura va sotto il nome di analisi modale. I valori desiderati possono essere ottenuti sia per via analitica, con le tecniche proprie dell'algebra lineare, sia per via numerica risolvendo sistemi con numerose equazioni di moto accoppiate o addirittura discretizzando il continuo con volumi o con superfici di estensione limitata per i quali sono note le proprietà elastiche ed inerziali. Quest'ultimo approccio, implementato nei codici agli elementi finiti, elimina il problema maggiore del metodo analitico, cioè la necessità di scrivere le equazioni di moto. Assemblando infatti i "pezzi" nei quali il continuo è discretizzato è possibile determinare il comportamento modale di organi assai complessi. Chiaramente il metodo ha validità concettuale generale e risulta pertanto applicabile, con le considerazioni del caso, a molti campi dell'ingegneria non inerenti all'analisi dinamica.

Lo sviluppo dei trasduttori e della microelettronica di acquisizione e di processamento dei segnali ha portato all'affermazione di tecniche per la rilevazione sperimentale del comportamento modale di una struttura. Il grande vantaggio dell'analisi modale sperimentale è che, a meno di influenze di misura che lo sperimentatore deve opportunamente considerare, essa consente di determinare il comportamento del pezzo reale e non simulato, tant'è che una delle applicazioni classiche dell'analisi modale sperimentale è appunto quella volta alla cosiddetta "taratura" di modelli FEM che possono essere affetti da errori ed approssimazioni di varia natura che non è in questa sede il caso di approfondire.

Normalmente l'analisi modale sperimentale di ogni componente, e la sala non ha certo fatto eccezione, richiede un accurato studio preliminare per garantire la bontà delle misure e dei risultati da esse estratti. Poiché questa tecnica, almeno a quanto risulta agli autori, non è ancora usata così estensivamente in campo ferroviario come lo è in altri campi dell'industria (autoveicoli, aerospaziale, macchine utensili), per ulteriori notizie e approfondimenti rimandiamo l'esperto o il lettore interessato all'Appendice riportata in calce al presente lavoro. Nel seguito, pertanto, si riportano esclusivamente le notizie indispensabili per la comprensione delle prove ed i risultati ottenuti.

3. Il modello modale sperimentale della sala portante dell'ETR500

I rilievi sperimentali, effettuati nel gennaio 1993 presso i locali del Centro di Dinamica Sperimentale (Firenze) delle Ferrovie dello Stato (fig. 1), sono stati condotti su una sala privata delle boccole i cui fuselli sono stati appoggiati su supporti metallici con l'interposizione di elementi elastici sufficientemente cedevoli e tali pertanto da rendere la sala praticamente "libera" nello spazio. In fig. 2 si osserva la sospensione della sala ed anche i blocchetti per il fissaggio dei trasduttori descritti in seguito.

Dato che prove preliminari hanno evidenziato un numero elevato di modi già alle basse frequenze ed uno smorzamento bassissimo (occorre attendere circa 20 s per lo smorzamento quasi completo delle vibrazioni dovute ad un impatto), i segnali sono stati acquisiti nel campo di frequenze $0 + 480$ Hz per avere una buona risoluzione ($\Delta f = 0.586$ Hz) e per poter evidenziare i modi globali ed alcuni modi locali. Le grandezze rilevate, cioè segnali di forza impartita ed accelerazione rilevata, sono stati

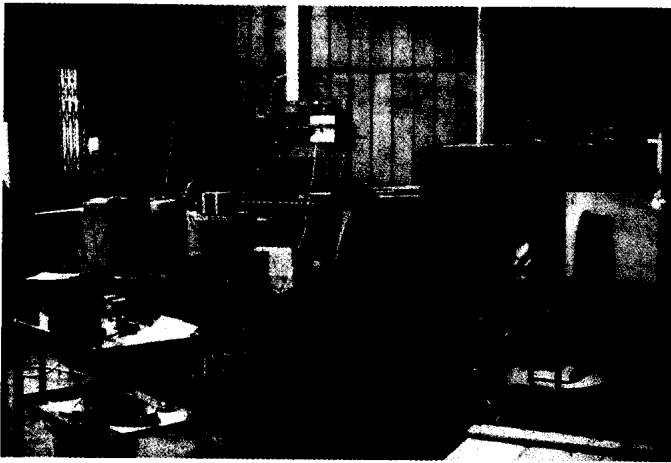


Fig. 1 - Postazione di misura.

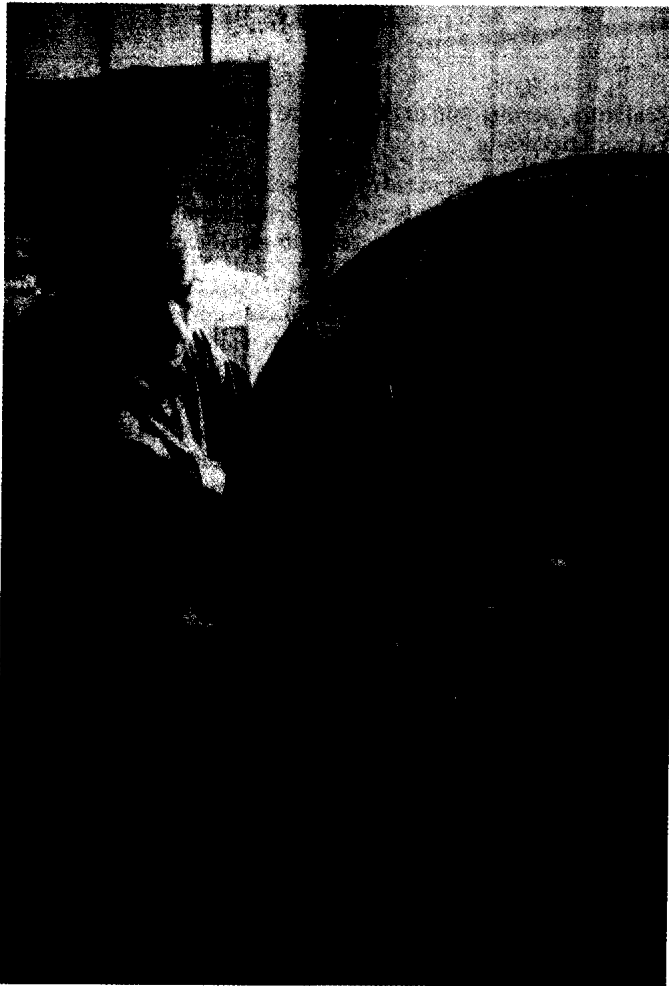


Fig. 2 - Particolare della sospensione della sala e dei blocchetti di fissaggio degli accelerometri.

sultante nel punto i e la forza impressa nel punto j secondo la semplice relazione

$$H_{ij}(\omega) = \frac{\ddot{X}_i(\omega)}{F_j(\omega)}$$

Si misurano le accelerazioni, anziché le velocità o gli spostamenti, in quanto i trasduttori relativi, cioè gli accelerometri di tipo piezoelettrico, presentano caratteristiche ottimali per l'effettuazione di questo tipo di misure. Le FRF vengono per convenzione suddivise in FRF puntuali, cioè quelle in cui il punto di eccitazione e di risposta coincidono ($i=j$), ed FRF di trasferimento in cui i punti suddetti sono distinti ($i \neq j$).

Ovviamente un'analisi limitata a questo campo di frequenze non può essere considerata esaustiva, e l'estensione alle frequenze superiori, necessaria per lo studio in campo acustico, sarà l'ovvia prosecuzione del presente lavoro. Nondimeno si ritiene di avere evidenziato comunque alcune particolarità assai interessanti del comportamento della sala.

L'eccitazione è stata fornita alla sala con un martello strumentato, cioè che incorpora al suo interno una cella di carico piezoelettrica per la rilevazione della forza impressa; il punto di eccitazione è mostrato in fig. 3 ed è stato scelto in base ad opportuni criteri; i punti misurati, anch'essi mostrati in fig. 3, sono risultati in tutto 169, sufficienti per le finalità dell'analisi in oggetto; l'accelerometro usato, composto in realtà da tre accelerometri ortogonali ("triassiale"), è stato avvitato a basette di adattamento di opportuna curvatura incollate sulla sala.

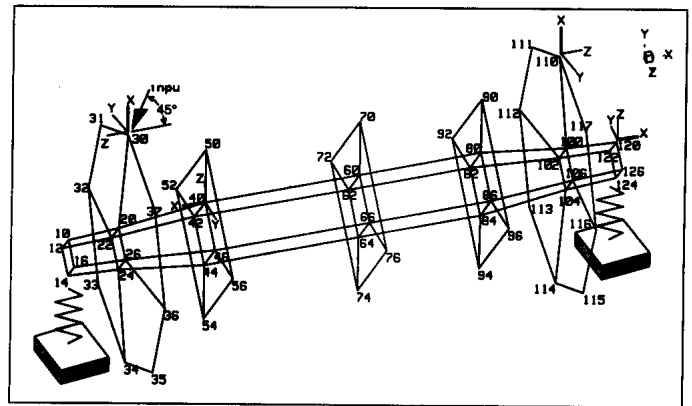


Fig. 3 - Geometria della sala e schema delle condizioni di vincolo e delle direzioni di misura. I punti nella sezione di misura centrale (dal 60 al 76) sono posti sulla faccia destra del disco freno centrale e pertanto risultano in posizione asimmetrica.

I segnali rilevati, opportunamente processati, hanno fornito le FRF desiderate, che mostrano numerosi picchi ben distinti, pertanto non ripetuti, contraddistinti da uno smorzamento assai basso rispetto a quello critico. Nella fig. 5 si osservano alcune FRF fra il punto di eccitazione (fisso) ed alcuni punti di misura, cioè nei punti immediatamente adiacente al punto di eccitazione (30, nelle 3 direzioni), alla base di un disco freno (40, nelle 3 direzioni) ed un confronto tra punti analoghi sulle due ruote (30 e 110 nella sola direzione Z). Dall'analisi preliminare di queste e numerose altre FRF si è arrivati alla determinazione preventiva di alcuni comportamenti della sala, facilmente riscontrabili osservando il diverso comportamento nelle varie direzioni di

elaborati con tecniche FFT (Fast FOURIER Transform, algoritmo digitale per la trasformata di FOURIER) per ottenere le funzioni di risposta in frequenza (FRF) che quantificano il rapporto nel dominio complesso, alle varie frequenze, fra l'accelerazione ri-

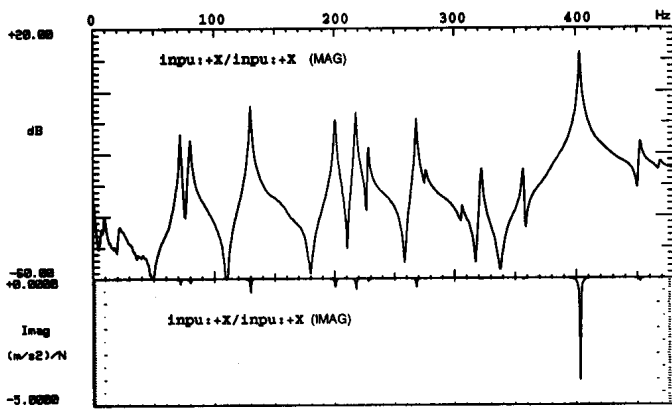


Fig. 4 - FRF puntuale inpu:+X/inpu:+X modulo (in alto) e parte immaginaria (in basso). Si noti la dinamica assai elevata, il basso valore dello smorzamento globale e la bontà della parte immaginaria (tutta negativa, scala lineare).

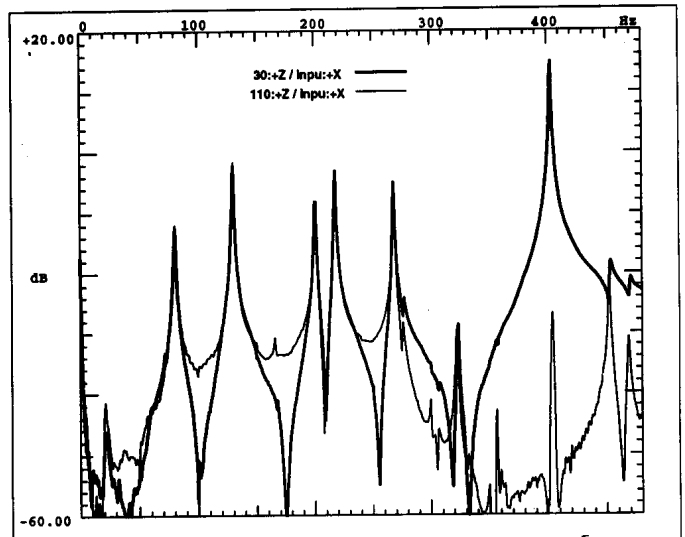


Fig. 5.c - Confronto FRF di trasferimento 30:+Z/inpu:+X e 110:+Z/inpu:+X. I valori della FRF alle risonanze sono pressoché uguali ad eccezione del picco a 403 Hz circa.

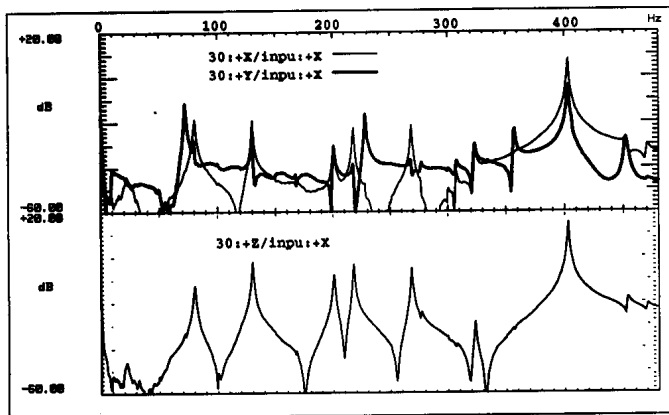


Fig. 5.a,b - FRF di trasferimento 30/inpu:+X e 40/inpu:+X. I sistemi di riferimento per questi punti sono mostrati in fig. 3. Osservando la misura nelle tre direzioni si evidenziano facilmente il primo modo flessionale ed il primo modo torsionale. È evidente la limitata influenza delle condizioni di vincolo.

misura, e quindi alla scelta definitiva del punto di eccitazione.

Le FRF così raccolte sono state processate per estrarre, come si suol dire, il modello modale, cioè un insieme assai ridotto di valori (parametri modali) che permettono di identificare il comportamento dinamico della sala in tutto il campo di frequenza prescelto. I parametri modali, consistenti nelle frequenze di risonanza, nei modi propri ed in una costante opportuna di

scalatura, permettono di evidenziare molti comportamenti interessanti della sala.

La lista delle frequenze di risonanza con una sintetica descrizione della forma modale sono riportate in tab. 1; in fig. 6 sono illustrati i modi che si ritengono più significativi.

Esistono vari algoritmi matematici per controllare se il modello modale estratto è sufficientemente corretto; la procedura relativa alla loro applicazione, detta validazione del modello modale, è stata applicata verificando in effetti l'ottima qualità del lavoro svolto. Citiamo qui solo la possibilità di "ricostruire" (procedimento di "sintesi delle FRF"), sulla base del solo modello modale estratto, la FRF fra due punti qualunque del sistema (non solo quelli misurati). A conclusione delle misure di FRF strettamente necessarie per l'estrazione del modello sono state infatti misurate alcune FRF "in eccesso" con lo scopo di controllare, una volta estratto il modello modale, le relative sintesi. Nella fig. 7 sono mostrati i confronti fra le misure e le sintesi della FRF 110+X/30+Z e 120+Z/10+Z; le FRF sintetizzate sono riconoscibili per la maggior "pulizia" derivando da calcoli matematici ovviamente privi di rumore. In ogni caso il confronto risulta ampiamente positivo sia come frequenze che come ampiezze, nonostante si siano scelte FRF piuttosto "difficili" sperimentalmente, validando pienamente il modello estratto.

4. Analisi dei risultati

Osservando i parametri modali estratti, e quindi interpretando i valori delle frequenze di risonanza e le forme dei modi propri di vibrare, si può osservare quanto segue:

- il primo modo torsionale ed il primo modo flessionale compaiono sotto i 100 Hz, indicando questi modi come i principali deputati ad essere causa delle usure;

- già la prima flessionale evidenzia che anche a frequenze così basse la deformabilità dinamica dell'assile e della ruota sono comparabili; questo, se a livello di progettazione indica una ripartizione ottima di masse e di rigidità in campo dinamico, complica una eventuale modellazione con codici FEM non essen-

TABELLA 1

FREQUENZE, SMORZAMENTI E FORME MODALI ESTRATTE

Modo n°	Freq. [Hz]	Smorz. [%]	Descrizione
1	-		Modi marginali al di sotto di 62.11 Hz
2	72.15	0.04	Torsionale
3	78.83	0.29	Flessionale nel piano x-y
4	80.14	0.31	Flessionale nel piano y-z
5	129.94	0.02	2° flessionale
6	150.01	0.06	Flessionale con dischi fermi
7	165.87	0.04	Moto locale ruote
8	179.95	0.16	Deformazione locale ruote e dischi
9	200.64	0.07	Flessionale con deformazioni globali ruote e dischi
10	217.36	0.02	Ruote "ad ombrello"
11	227.95	0.02	2° torsionale: ruote ferme e dischi in controfase
12	268.31	0.04	Dischi "ad ombrello" e ruote in opposiz. (grande spost. assile)
13	275.71	0.07	Moto dei soli dischi
14	304.11	0.14	Flessionale ruota intorno ad y e moto dischi
15	305.78	0.10	Moto in fase dei tre dischi
16	322.25	0.10	Due dischi estremi in controfase
17	332.51	0.26	Flessionale ruota intorno ad y e disco di sinistra
18	356.75	0.03	3° torsionale: ruote "ferme" e dischi in controfase
19	363.85	0.10	Ruota sinistra e disco centrale in controfase
20	402.95	0.01	2° modo solo ruota sinistra
21	405.75	0.08	Ruote "ferme" e dischi in controfase torsionali
22	452.20	0.12	2° assile con grande movimento fuselli
23	468.41	0.11	"Ombrello" dischi e ruota destra (con contrazione dei dischi)
24	-		Modi marginali al di sopra di 468.41 Hz

do possibile ritenere rigido uno dei due corpi e flessibile l'altro;

- i modi flessionali, stante la geometria praticamente di rivoluzione, si manifesteranno con tutta probabilità nel piano di minor vincolo, cioè in quello orizzontale, dando origine nel punto di contatto a fenomeni di spin;

- i dischi freno introducono nel sistema un gran numero di forme altrimenti non presenti, moti che coinvolgono anche le ruote (anche se talvolta esse rimangono comunque più rigide). Si può dire che oltre la metà delle forme modali vede i dischi come protagonisti principali, ed è questo il motivo per cui nelle misure in [3] (che considera una sala con frenatura a ceppi) al disotto dei 1000 Hz vi sono solo 4 frequenze anche se la sala è tutto sommato simile;

- il secondo modo proprio della vela della ruota è a frequenze

relativamente elevate (403 Hz) evidenziando una buona rigidità dinamica della forma lobata della vela stessa; questo modo risulta essere un modo locale: confrontando infatti i trasferimenti in posizione analoga sulle due ruote 30+Z/input+X e 110+Z/input+X (fig. 5c) si nota come nel secondo in pratica manchi il picco corrispondente a tale frequenza. Benché le due ruote siano praticamente uguali e debbano quindi avere comportamento equivalente, ciò è spiegabile osservando come la ruota eccitata non trasmetta alcuno sforzo (assiale o flettente) all'assile. Per porre in vibrazione l'altra ruota risulta quindi necessario usare un'eccitazione anche sull'altra ruota;

- i primi modi flessionali (a 78.83 Hz e 80.14 Hz) sono praticamente identici sui due piani. La non perfetta uguaglianza delle frequenze, che è poi quella che ha permesso l'estrazione delle due forme modali, può essere spiegata con disuniformità

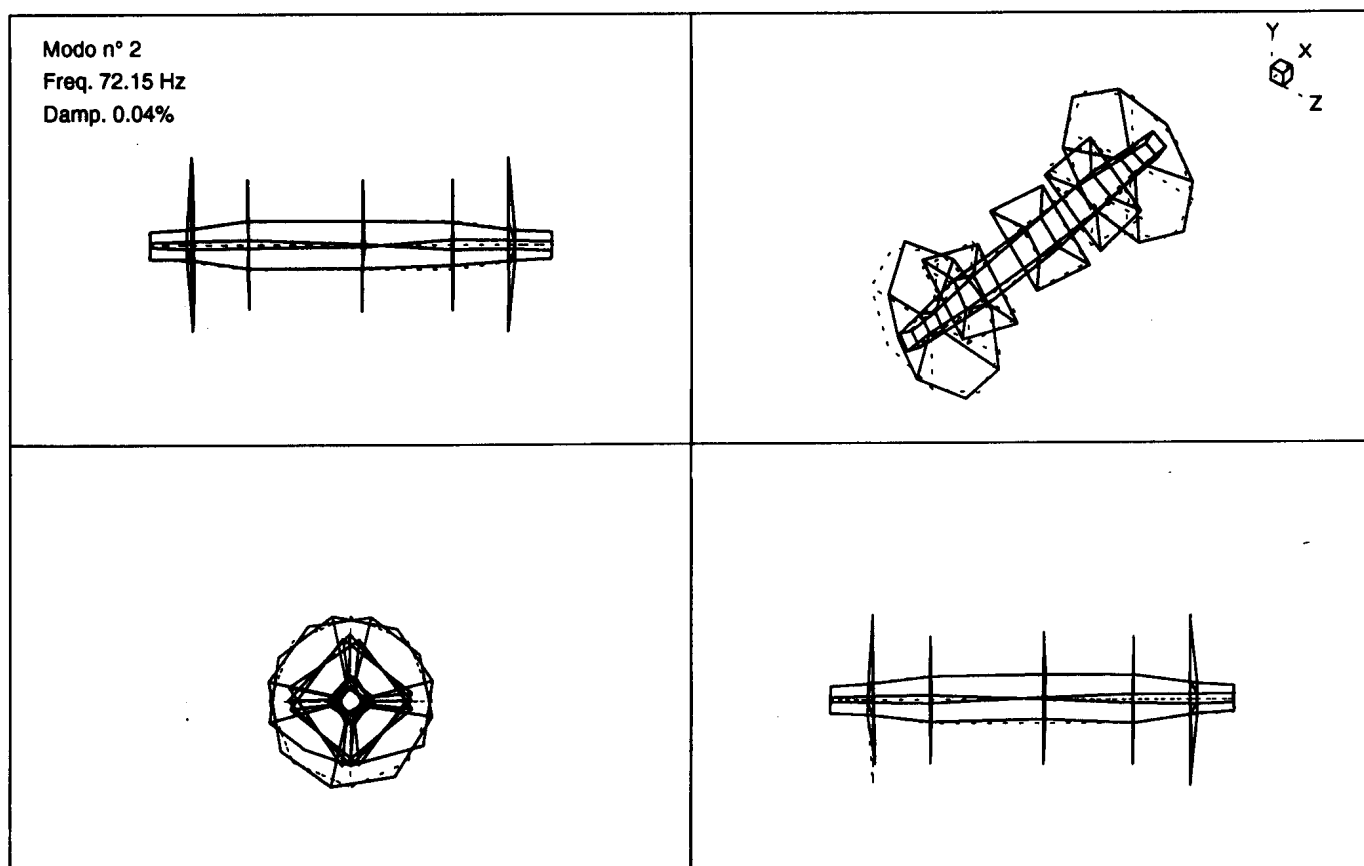


Fig. 6.a - Torsionale.

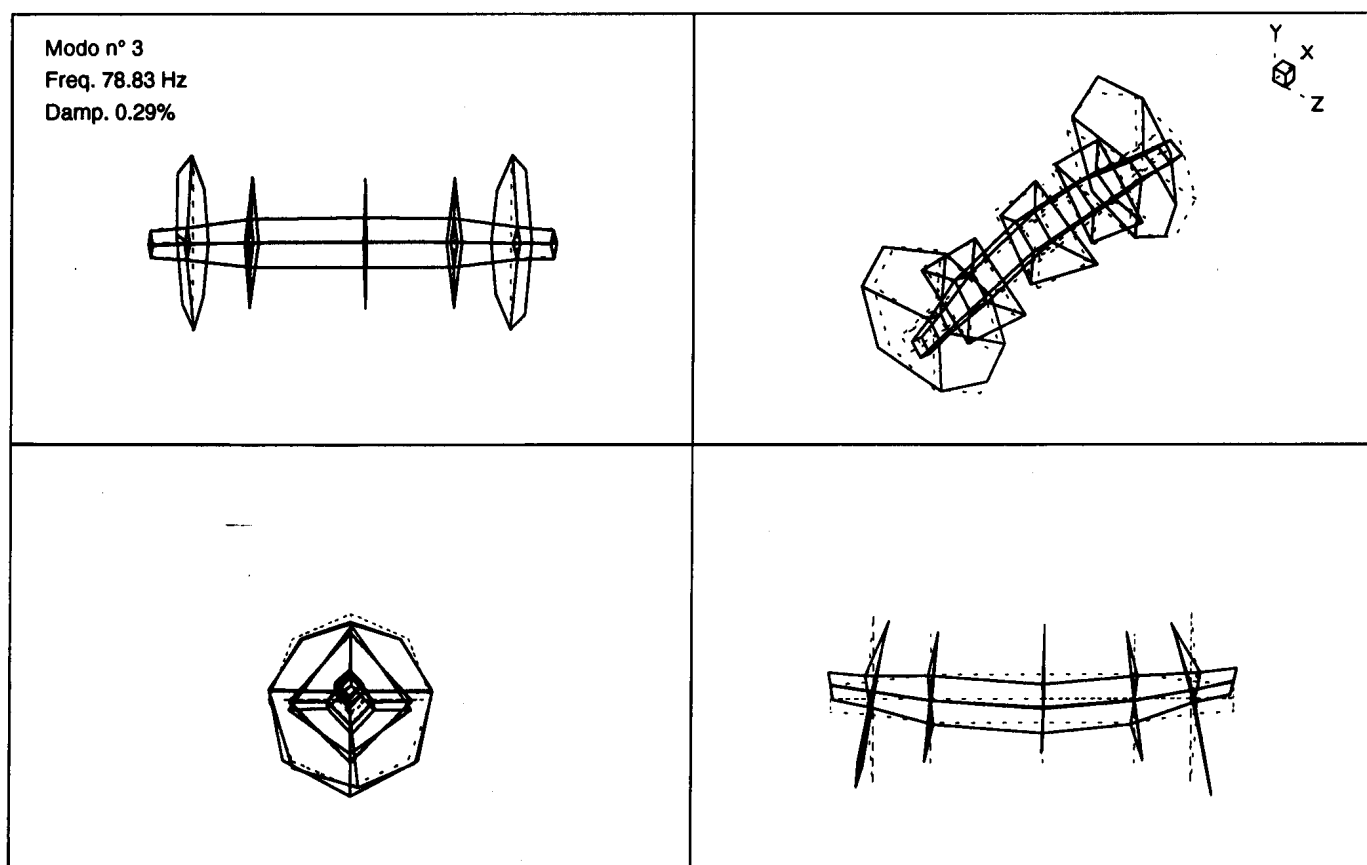


Fig. 6.b - Flessionale nel piano x-y.

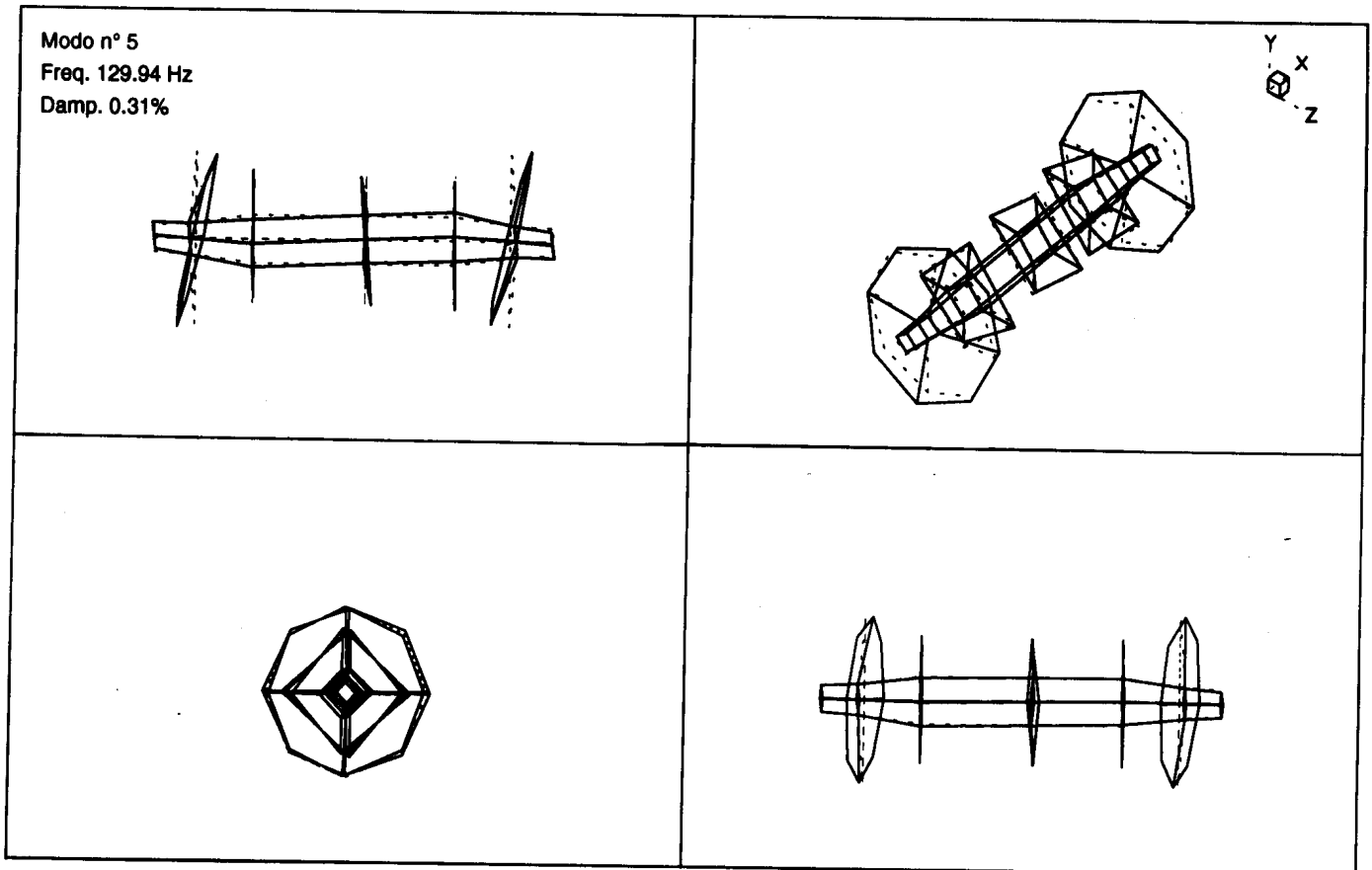


Fig. 6.c - 2 Flessionale.

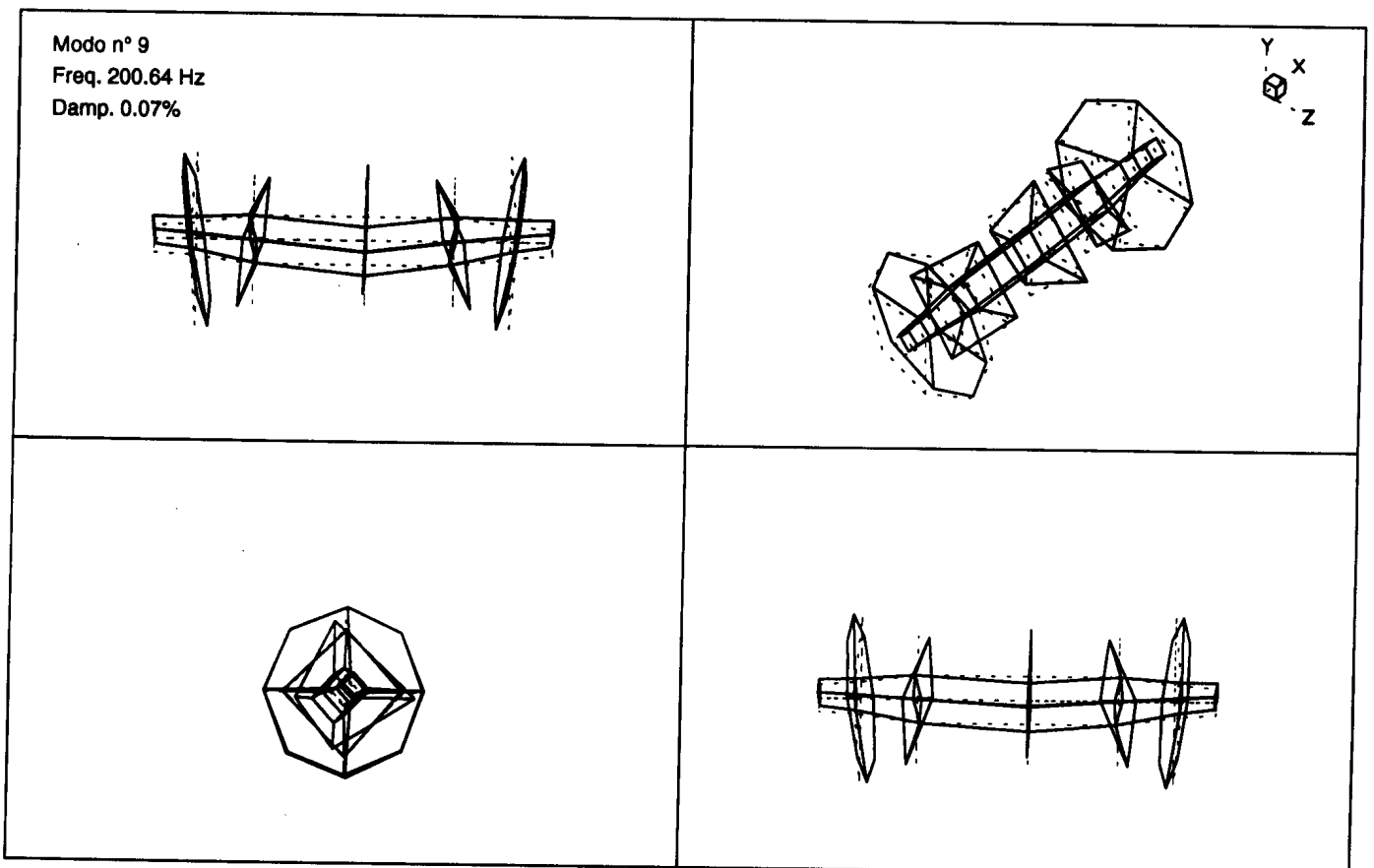


Fig. 6.d - Flessionale con deformazioni globali ruote e dischi.

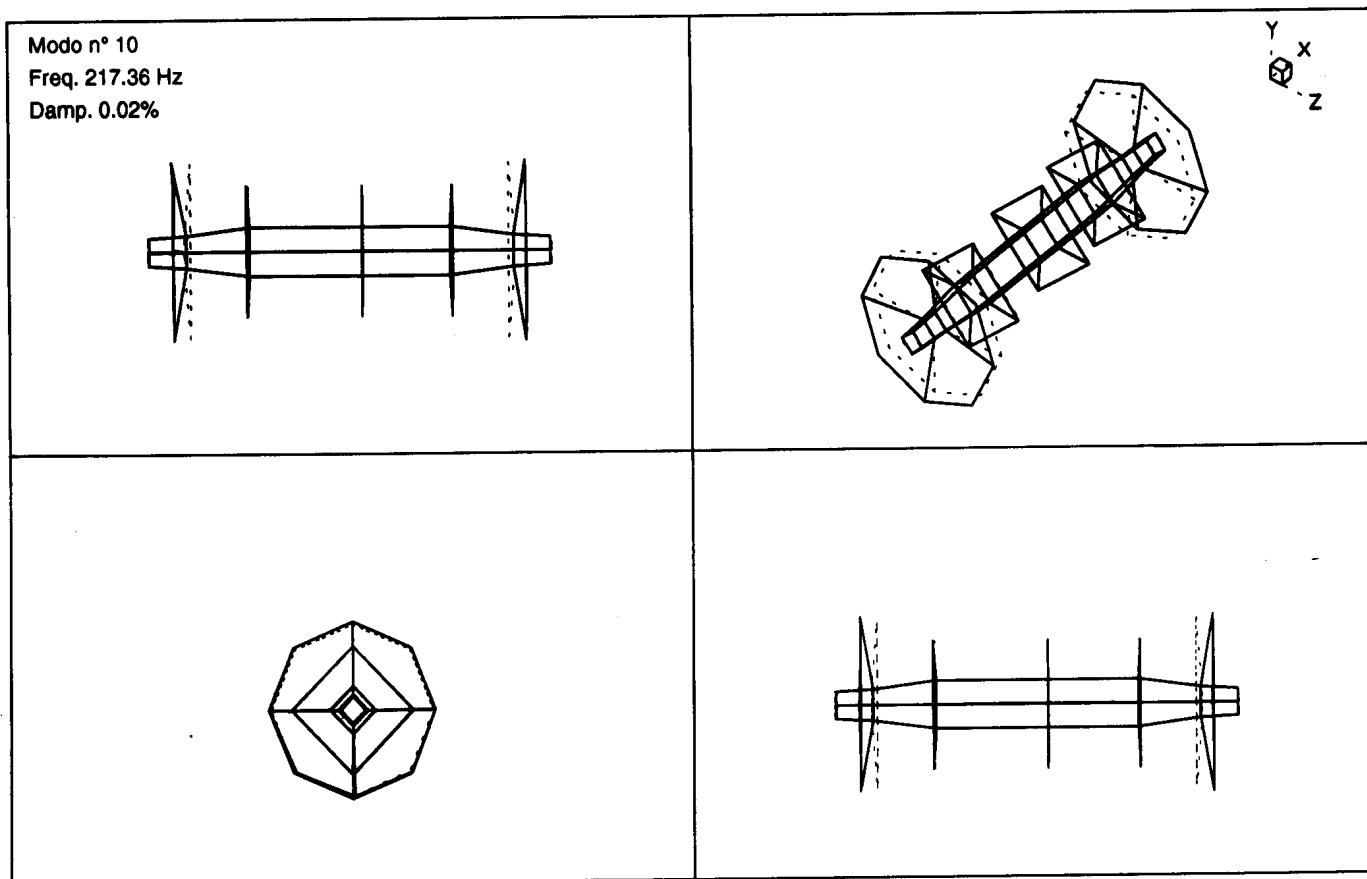


Fig. 6.e - Ruote "ad ombrello".

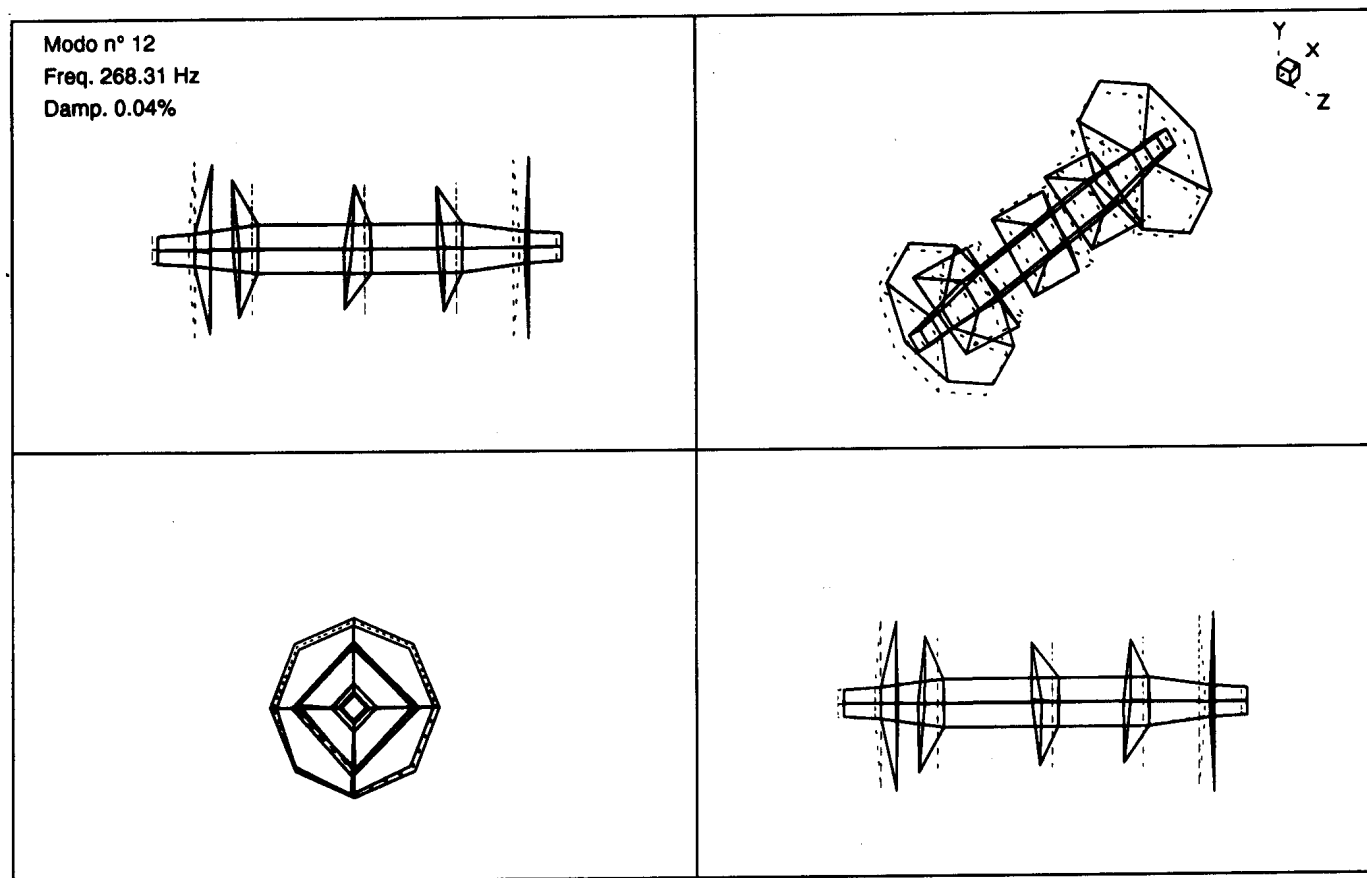


Fig. 6.f - Dischi "ad ombrello" e ruote in opposizione (grande spostamento assiale dell'assile).

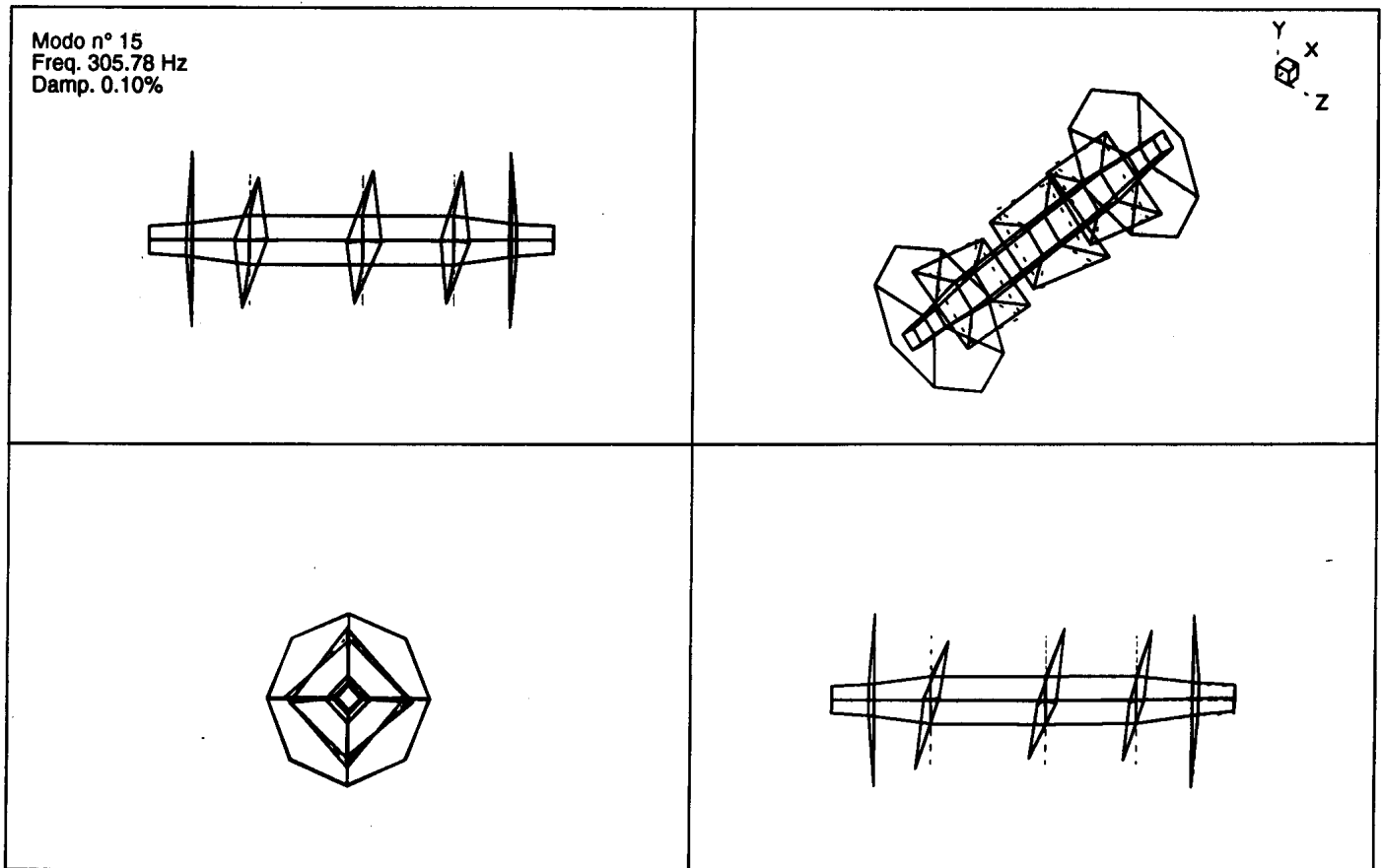


Fig. 6.g - Moto in fase dei tre dischi.

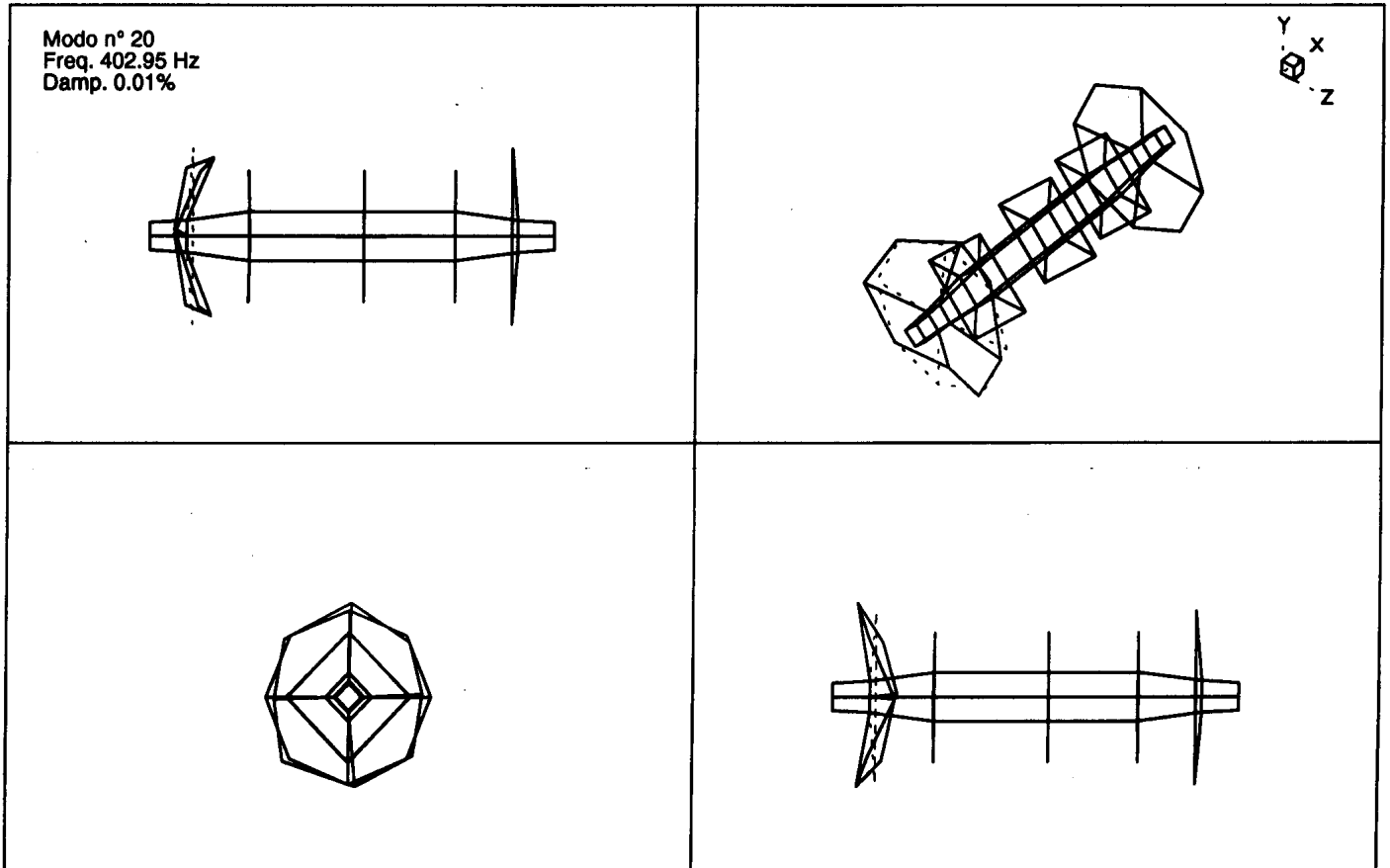


Fig. 6.h - 2° modo solo ruota sinistra.

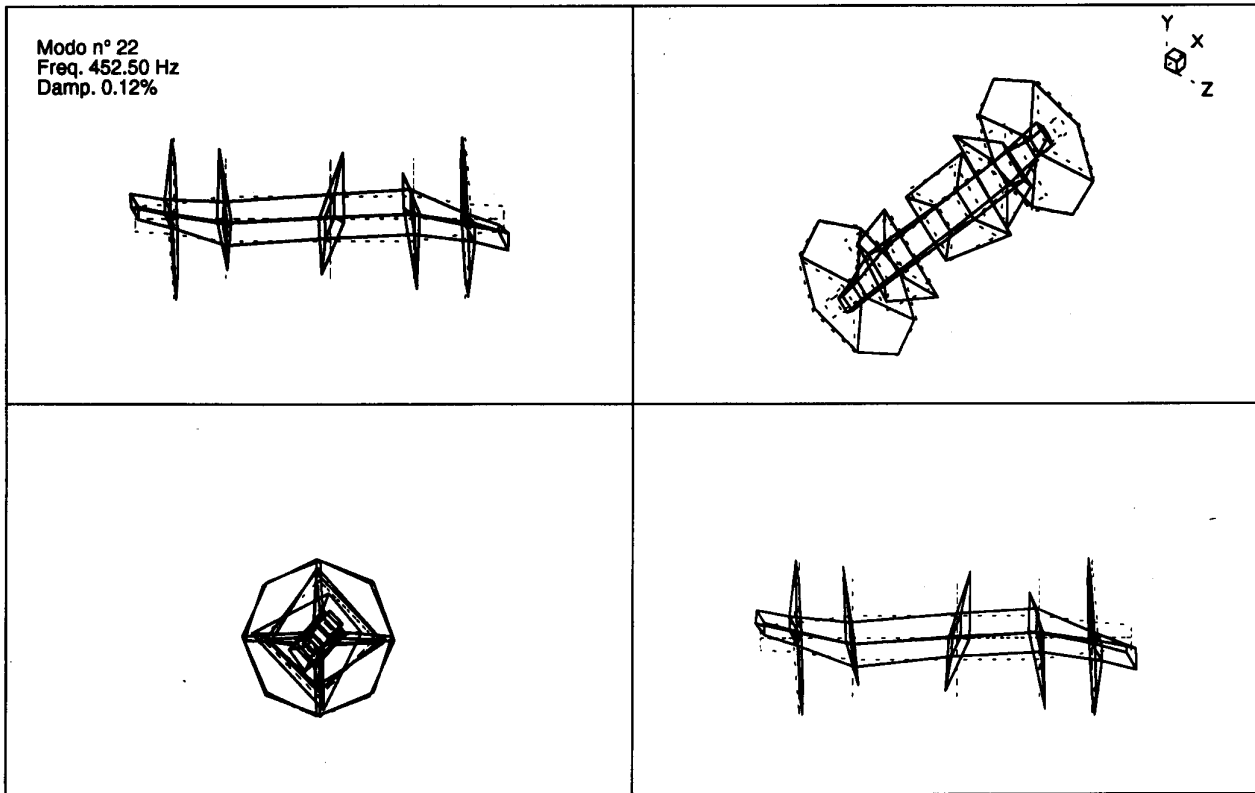


Fig. 6.i - 2 - assile con grande movimento fuselli.

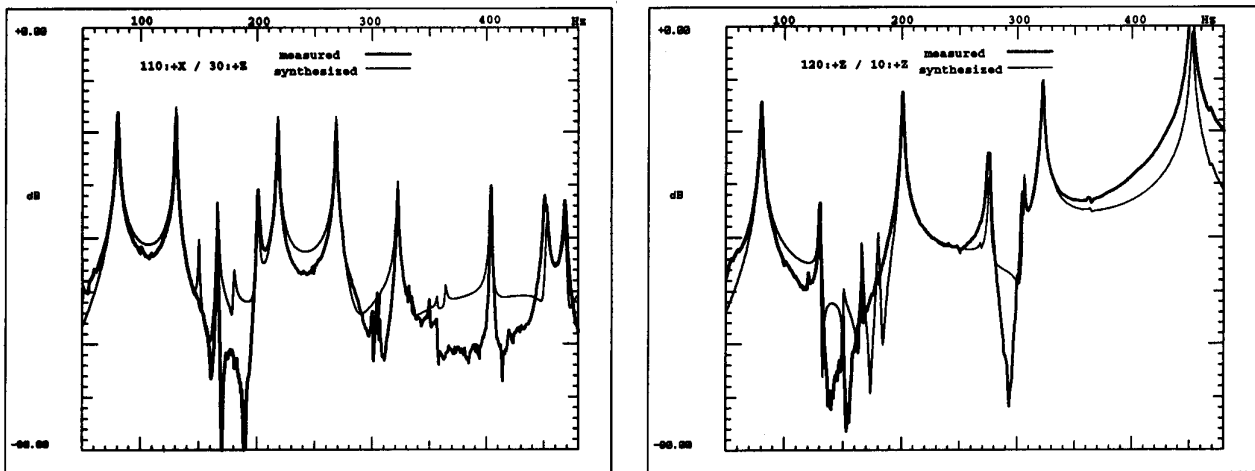


Fig. 7.a,b - Confronto FRF misurate e sintetizzate 110:+X/30:+Z e 120:+Z/10:+Z.

della geometria (ruote lobate calettate sfalsate) o con minime differenze di rigidità nei due piani dei vincoli usati per sopportare il peso proprio della sala;

- molti modi presentano elevati spostamenti delle ruote che lasciano presagire un'efficienza acustica elevata (come il 10, il 12 ed il 20); anche i dischi, sebbene spesso in controfase e di superficie minore, possono avere una certa influenza sul rumore prodotto; questo, unitamente alla elevatissima densità modale, indica che

probabilmente l'emissione sonora della sala sarà abbastanza uniformemente distribuita in questo campo di frequenze, anche se la pesatura A ridurrà notevolmente l'effetto del campo di frequenze qui preso in considerazione sul valore di SPL(A) globale. Si riporta in fig. 8 lo spettro di rumore misurato in boccola (non pesato A) per la vettura misure elettriche del convoglio ETR500 a 275 km/h in direttissima, all'aperto, su ballast, spettro che conferma l'ipotesi appena formulata (per ulteriori dettagli vedasi [8]);

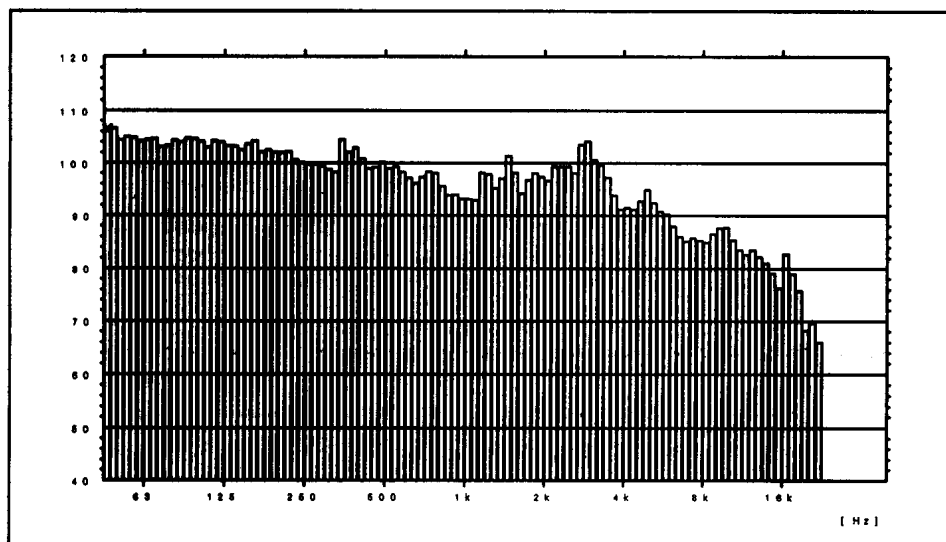


Fig. 8 - Spettro (non pesato A) del rumore misurato in boccia per la vettura ETR500 a 275 km/h.

- la densità modale così elevata non lascia intravedere soluzioni strutturali per lo spostamento delle frequenze al di fuori del campo acustico; d'altronde i trattamenti smorzanti dovrebbero avere grande efficacia nella riduzione dei picchi visto che essi sono caratterizzati da uno smorzamento strutturale molto basso;

- in [1] il modello FEM della ruota e dell'assile privo di dischi viene effettuato con elementi assialsimmetrici (con comportamento secondo FOURIER), con grande vantaggio in termini di tempi di calcolo. I risultati mostrati evidenziano frequenze per il terzo ed il quarto modo pari a 293 Hz e 772 Hz, valori assai più elevati di quelli da noi ottenuti. Inoltre, anche se la rappresentazione grafica è particolarmente suggestiva, non è chiaro se l'assile si muova oppure rimanga rigido né se tale modello tenga conto dei modi torsionali, probabilmente importanti nell'usura ondulatoria.

5. Conclusioni

Nel presente articolo si è investigato il comportamento modale di una sala fino a 480 Hz, campo più elevato di quello coperto della dinamica ferroviaria classica. I risultati possono essere riassunti come segue:

- si è evidenziato un rapporto di rigidità ruota/assile che traccia la strada per futuri lavori agli elementi finiti o quando si voglia inserire l'elasticità della sala in un codice esplicito per la dinamica del veicolo;

- si è evidenziata la grande influenza della posizione e del numero dei dischi freno sul comportamento globale dinamico ed acustico della sala.

Il lavoro sarà proseguito:

- investigando campi di frequenze superiori (fino a 8 kHz);
- effettuando una modellazione FEM utile in campo acustico e dinamico (numero e posizione dei dischi, effetto di smorzamento e/o di modifiche strutturali);

- ripetendo la sperimentazione su sale diverse per confermare o smentire le conclusioni qui tratte;

- effettuando prove modali simulando, per quanto possibile, le condizioni di contatto ruota-rotaila.

APPENDICE

A.1. Cenni sulle applicazioni dell'analisi modale

L'analisi modale sperimentale è una tecnica di effettuazione di misure e successiva elaborazione volta all'ottenimento di un modello molto semplice del comportamento vibratorio di una struttura. In pratica l'ipotesi è che la risposta di un sistema lineare ad una qualunque sollecitazione di tipo dinamico sia una combinazione lineare (somma) di caratteristiche intrinseche del corpo (frequenze di

risonanza e modi propri). Se vengono verificate alcune ipotesi del tutto generali sul comportamento del sistema (linearità, osservabilità, invarianza nel tempo, ...), e quindi il comportamento del sistema è analizzabile con questa metodologia, il progettista e l'acquirente di materiale rotabile hanno la possibilità di effettuare le seguenti operazioni:

- confronto e correlazione con i modelli agli Elementi Finiti (FEM), sui quali apportare modifiche strutturali con costi di simulazione assai ridotti;

- assemblaggio di sottostrutture misurate sperimentalmente per verificare la mutua interazione;

- applicazione di modifiche strutturali semplici (aste, travi, piastre comunemente orientate) a partire dal solo modello modale sperimentale;

- analisi di sensibilità, cioè l'individuazione rapida del miglior intervento per ottenere un certo risultato voluto (innalzamento delle frequenze proprie, incremento dello smorzamento, ...);

- stima della forza di ingresso noto solo l'output del sistema dove la misurazione della forza sia impossibile (ad esempio nel contatto ruota-rotaila alle frequenze oltre i 500 Hz, assai interessanti per l'acustica);

- determinazione della risposta forzata, qualunque sia la forza in ingresso;

- certificazione e verifica della rispondenza del prodotto alle specifiche.

Recentemente si stanno affermando applicazioni innovative anche nel campo dell'analisi di fatica e di rumore.

In questa sede non è possibile affrontare, neanche superficialmente, le problematiche teorico-sperimentali su cui l'analisi modale sperimentale si fonda; ci limiteremo, pertanto, a riportare solamente le varie condizioni di prova, acquisizione ed elaborazione per dimostrare la validità di quanto fatto. Ovviamente la trattazione è prevalentemente mirata a coloro che già usano l'analisi modale sperimentale o che intendono farla diventare un potente ed importante strumento di progettazione e di verifica.

A.2. Impostazione dei rilievi di FRF

L'oggetto delle misure è la sala portante del convoglio ETR500 pre-serie, che è composta delle seguenti parti:

- l'assile è in acciaio ad alta resistenza e porta gli alloggiamenti per il calettamento dei centri ruota e dei centri dei dischi freno;

- i due centri ruota sono in acciaio forgiato con lobi in direzione circonferenziale (vele a doppia ondulazione) e sono calettati a caldo sull'assile;

- i due cerchioni in acciaio sono riportati a caldo sul centro ruota;

- i tre dischi freno consistono di una parte centrale in acciaio calettata a caldo sull'assile e di cinque settori in ghisa, che costituiscono le superfici di attrito vere e proprie, che sono smontabili per sostituzione dopo usura.

La sala è stata analizzata sprovvista di boccole; essa è lunga 2084 mm, le ruote hanno diametro di rotolamento di 920 mm; la sua massa è circa 1200 kg.

Come noto il comportamento dinamico di una struttura può essere misurato:

- in condizioni di funzionamento reali, cioè con i vincoli effettivi;

- rendendo il corpo libero di vibrare nello spazio, mediante l'uso di supporti ad elevata cedevolezza statica, in modo che i cosiddetti moti rigidi (cioè quelli nei quali il corpo oscilla rigidamente sui supporti) si presentino a frequenze notevolmente più basse della prima frequenza propria "elastica".

Sebbene il primo tipo di vincolo sia preferibile quando il macchinario sia ormai nella configurazione definitiva (procedura ottima quindi per la verifica della rispondenza alle specifiche di progetto), nel nostro caso si è preferito studiare la sala in condizioni di corpo libero sia per motivi logistici, sia per evitare l'influenza di parametri poco identificabili (attrito al contatto ruota-rotaia, attriti nelle boccole, ecc.), sia per evidenziare il comportamento proprio della sala. Come descritto nel paragrafo 3 si sono usate sospensioni assai cedevoli realizzate con blocchetti di gomma.

I segnali sono stati acquisiti nel campo di frequenze 0 + 600 Hz, anche se la presenza di un necessario filtro anti-aliasing ha ridotto all'80% questo campo, giungendo così all'intervallo effettivo di attendibilità 0 + 480 Hz citato nel testo.

Anche se non è possibile illustrare le varie possibilità nel dettaglio, occorre menzionare che tipicamente le eccitazioni usate nell'analisi modale sono quelle con shaker (elettrodinamico o idraulico) e con martello strumentato. Ambedue le tecniche hanno caratteristiche proprie; per le prove in oggetto si è usato un martello con cella piezoelettrica BRÜEL & KJÆR 8202 per le seguenti ragioni:

- usando una "punta" morbida ed una massa aggiunta l'energia impartita nel campo di frequenze scelte è più che sufficiente;

- la scelta del punto di eccitazione è stata effettuata dopo numerosi tentativi possibili evidentemente solo con il martello;

- si è usata la tecnica "fixed" tipica dello shaker, spostando il trasduttore anziché il punto di eccitazione, per poter avere informazioni in tre direzioni nel punto di misura con una sola eccitazione;

- gli alti fattori di cresta tipici del martello normalmente non inducono in strutture di questo tipo fenomeni non lineari, per cui

il fatto che in presenza di eccitazione deterministica la coerenza non riveli le non linearità non appare importante;

- anche in presenza di basso smorzamento non ci sono i problemi di bias [2] tipici dell'eccitazione con shaker, cioè la carenza di segnale di forza in condizioni di risonanza.

Ovviamente il martello ha anche degli svantaggi:

- il valore di forza non è impostabile e dipende dalla sensibilità dell'operatore, per cui la conversione A/D può risultare imprecisa;

- non è possibile creare un martello funzionante in "zoom" nel senso che l'autospettro del segnale di forza avrà sempre un massimo a 0 Hz ed andrà via via decrescendo in funzione delle rigidità al contatto, fatto che rende meno appetibile questo tipo di eccitazione per le frequenze superiori;

- l'effettuazione di analisi con tecniche di eccitazione multipla, necessarie per determinare i modi ripetuti, risulta assai lenta e macchinosa, non potendo le varie eccitazioni essere impartite contemporaneamente.

Il punto di eccitazione scelto è caratterizzato da una cedevolezza sufficientemente bassa e, ad una prima analisi, non risultava in corrispondenza di alcun nodo delle forme modali. L'eccitazione è stata impartita sul piano orizzontale, a 45° rispetto agli assi di riferimento di questo piano, in modo da eccitare i moti assiali, torsionali e flessionali sia della ruota che dell'assile.

Non è stato fatto alcun tentativo di "ricoprire" le superfici più interessate (le ruote) con un elevato numero di punti; essi sono stati invece disposti in modo da poter facilitare la comprensione delle forme modali risultanti. In sostanza l'assile è stato diviso in 12 sezioni ciascuna delle quali contiene 4 punti equidistanti sulla circonferenza, ad eccezione dei cerchioni che ne contengono 8; poiché in ogni punto vengono misurate le accelerazioni nelle tre direzioni mutuamente ortogonali il numero totale di gradi di libertà è stato di 168 più la puntuale inclinata come prima indicato.

Come trasduttore di vibrazione è stato scelto un accelerometro piezoelettrico triassiale BRÜEL & KJÆR 4321 che presenta una sensibilità largamente sufficiente ed una massa accettabile (55 gr) anche in virtù del fatto che la struttura non presenta punti particolarmente cedevoli. Per la misura della FRF puntuale si è usato un accelerometro monoassiale BRÜEL & KJÆR 4384 fissato con modalità analoghe coassialmente con la direzione della forza.

I segnali accelerometrici e di forza stati condizionati con amplificatori di carica e campionati con un front-end DIFA SCADAS II collegato ad una workstation HEWLETT & PACKARD 9000 serie 350 sulla quale è installato il software di analisi modale LMS 2.6. La calibrazione dell'intera catena di misura è stata effettuata in loco con appositi calibratori.

La forza e le accelerazioni misurate sono state acquisite usando come trigger il segnale di forza; i segnali nel tempo sono stati opportunamente pesati rispettivamente con finestre uniforme ed esponenziale per limitare problemi di leakage; il tempo di acquisizione è pari a 1.707 s; la conversione A/D è sempre stata effettuata con almeno 10 dei 12 bits disponibili.

Per la stima delle FRF è stato usato l'estimatore Hv; la coerenza è risultata sempre superiore a 0.9 in corrispondenza dei picchi di risonanza. Le FRF risultanti presentano un'elevata dinamica con numerosi picchi ben distinti; la percentuale di smorzamento rispetto a quello critico è comunque molto bassa. Essendo la struttura globalmente di rivoluzione è presumibile la

comparsa di modi ripetuti con medesima forma modale ma su piani diversi; poiché in questa fase non si riteneva vitale la loro determinazione non si è effettuata una eccitazione multipla. Ad eccezione di questo tipo di modi, si è ritenuto come altamente improbabile la comparsa di modi ripetuti con forme modali diverse in considerazione anche del ridottissimo smorzamento presente.

A.3. Estrazione e validazione del modello modale

I parametri modali sono stati estratti applicando gli algoritmi Least Squares Complex Exponential (frequenze e smorzamenti) e Least Squares Frequency Domain (forme modali) contemporaneamente a tutte le FRF misurate, ricercando le frequenze in range piuttosto ristretti. Sia il Mode Indicator Function che il Least Squares Error indicano come ottimale per l'estrazione un numero di modi pari a circa 20; poiché questi sono pressoché uniformemente spaziali si è proceduto con step successivi di circa 40 Hz in modo da non estrarre più di 3 o 4 modi per volta. Sono stati estratti i 22 modi elastici visti in tabella e i due residui al di sopra ed al di sotto delle frequenze del campo di interesse per migliorare il comportamento della sintesi. Non si è fatto alcun tentativo di estrarre i modi rigidi, limitandosi ad osservare la loro lontananza dai modi elastici, perché di nessun interesse a questo stadio della ricerca. Si sono estratti modi reali vista la limitata influenza dello smorzamento; i valori dei Modal Phase Collinearity e Mean Phase Deviation utilizzati in una prima estrazione di modi complessi confermano la validità di questa successiva scelta.

Come accennato nel testo, il modello modale è stato validato utilizzando le numerose procedure già implementate nel software. In particolare si sono valutati:

- la matrice dei MAC (Modal Assurance Criterion) fra tutti i modi sperimentali, tenendo presente che quanto più il MAC si avvicina al 100% tanto maggiore è la dipendenza lineare fra due modi. La condizione ottimale di diagonale 100% e rimanenti elementi nulli viene raggiunta quasi perfettamente garantendo la bontà dell'analisi. Si ricordi che i vettori modali sono ortogonali rispetto alle matrici di massa e di rigidità; essendo la distribuzione dei punti di misura sufficientemente uniforme si può ritenere che i modi siano ortogonali anche in senso classico;

- il MOV (Mode Overcomplexity Value) per tutti i modi, che valuta la sensibilità del modo ad aggiunta di massa nei vari gradi

di libertà misurati. I modi in oggetto sono risultati tutti con MOV negativo, cioè l'aggiunta fittizia di una massa fa (correttamente) diminuire la frequenza del modo;

- alcune FRF secondo quanto descritto nel testo, utilizzando anche i modi residui accennati sopra.

Ringraziamenti

Si ringraziano i dirigenti ed il personale della Divisione Tecnologie e Sviluppo di Sistema del Servizio Materiale Rotabile (Area Ingegneria) delle Ferrovie dello Stato S.p.A. senza la cui collaborazione il presente lavoro sarebbe stato semplicemente impossibile. Si ringrazia sentitamente il prof. R. CIUFFI per la collaborazione fornita nella fase di revisione di questo articolo. Il presente lavoro è stato svolto con il contributo dei finanziamenti MURST 40% 0902118 e 0902119 e CNR 090249.

BIBLIOGRAFIA

- [1] K. HEMPELMANN, B. RIPKE, S. DIETZ - "Modelling the dynamic interaction of wheelset and track" - Railway Gazette International, september 1992.
- [2] D.J. EWINS - "Modal Testing: Theory and Practice" - Research Studies Press Ltd, England 1986;
- [3] D.J. THOMPSON - "Wheel/rail noise generation, Part I-V" - Journal of Sound and Vibration v 161 n. 3 mar. 8 1993. p. 387-482.
- [4] P. SCARANO - "Rumore ferroviario e sistemi di attenuazione" - Ingegneria Ferroviaria, novembre 1991.
- [5] E.E. UNGAR et al. - "An investigation of the generation of screech by railway car retarders" - Bolt Beranek and Newman Report no. 2067, 1970.
- [6] P.J. REMINGTON - "Wheel/Rail Noise - Part 1: Characterization of the wheel/rail dynamic system" - Journal of Sound and Vibration (1976) 46(3), 359-379.
- [7] P. SCARANO, R. MELE - "Emissione sonora del treno in funzione della velocità ed efficacia delle diverse tipologie di barriere antirumore" - Ingegneria Ferroviaria, giugno 1993.
- [8] A. BRACCIALI, L. CIUFFI, R. CIUFFI - "Metodo innovativo per la misura della rumorosità esterna dei convogli ferroviari" - Ingegneria Ferroviaria, giugno 1994.

(V. sommari a pag. 419)