

## Analisi dinamica di veicoli su rotaia mediante modelli ad elementi finiti equivalenti

# Analisi dinamica di veicoli su rotaia mediante modelli ad elementi finiti equivalenti

Dott. Ing. Giulio FANTI (\*) – Dott. Ing. Guido BERTI (\*) – Dott. Ing. Andrea VIANELLO (\*\*)

**SOMMARIO** – Viene applicato il metodo degli elementi finiti equivalenti all'analisi dinamica di una carrozza di metropolitana.

A partire dalla conoscenza della deformata statica sotto note condizioni di carico, sono stati costruiti e verificati diversi modelli ad EFE e quindi si è studiata la risposta dinamica anche a condizioni di carico tempo-variabili (ad esempio varie sollecitazioni impulsive causate da urti di carrelli su rotaie non saldate).

## Introduzione

Attualmente le industrie del settore ferroviario sono caratterizzate da una produzione numericamente limitata in quanto gli esemplari uguali normalmente prodotti varia dalle poche unità, caso delle ferrovie secondarie, al massimo di poche centinaia, per le Ferrovie dello Stato.

Specialmente nel primo caso le industrie preferiscono limitarsi a verificare solo il contenimento delle sollecitazioni entro i limiti imposti dalle norme vigenti, usando metodi di calcolo notevolmente semplificati, piuttosto che ricorrere ad ottimizzazioni della struttura mediante metodi di progettazione e di verifica (analisi numeriche ad elementi finiti statiche e dinamiche e verifica sperimentale completa), a causa dei costi elevati che potrebbero risultare ingiustificati per il basso numero di esemplari prodotti.

Lo studio di un veicolo ferroviario viene attualmente esaminato suddividendolo in parti distinte:

a) vengono determinati i parametri di sollecitazione e le frecce statiche della cassa opportunamente semplificata, questo è l'unico stadio che non richiede la disponibilità di almeno un prototipo;

b) una volta costruita la struttura, vengono confrontate le frecce teoriche con quelle determinate sperimentalmente; solo in questa fase è possibile confermare i limiti delle semplificazioni strutturali imposte al punto a);

c) viene poi determinata la prima frequenza naturale della cassa, presa isolatamente, mediante sollecitazioni impulsive; tale operazione consiste nel lasciar cadere il veicolo, da qualche centimetro di altezza con le sospensioni bloccate; le vibrazioni vengono rilevate con accelerometri e registrate su oscillografi;

d) vengono misurate le frequenze naturali delle sospensioni per verificare la sicurezza ed il comfort di marcia; per ottenere ciò si semplifica drasticamente il problema considerando cassa e carrello come corpi rigidi collegati mediante elementi elastici smorzanti.

Si suppone pertanto un completo disaccoppiamento, non sempre giustificato, fra le vibrazioni del carrello e quelle delle sospensioni; ad esempio, nel caso in seguito trattato, si nota un abbassamento delle prime frequenze naturali della carrozza quando si considera l'effetto dei carrelli.

In tal modo eventuali difetti progettuali vengono riscontrati solo durante l'utilizzo della vettura, ed in queste condizioni gli interventi riparatori risultano per lo più difficili ed onerosi. In que-

sta ottica, un'analisi dinamica su modelli numerici, quale quella presentata, sembra possa dare al progettista indicazioni valide su quale potrà essere il comportamento della vettura e, in caso di difetti, consentirgli un intervento già in fase progettuale, prima dell'inizio della costruzione.

## Determinazione di modelli semplificati equivalenti

L'utilizzazione di schematizzazioni ad elementi finiti, data la complessità strutturale dei veicoli in esame, può creare problemi di spazio di memoria e di tempi di esecuzione, a causa dell'elevato numero di gradi di libertà necessario a riprodurre in modo sufficientemente fedele il veicolo stesso.

Se poi si intende eseguire un'analisi dinamica anche nel transitorio, tale tipo di analisi risulta praticamente impossibile a causa del notevole aumento di tempo di elaborazione dati.

Per aggirare tale problema, si propone in questo studio la riduzione del numero di gradi di libertà mediante il metodo degli elementi finiti equivalenti (E.F.E.) [1] che consiste, dopo aver rappresentato la struttura con elementi finiti grossolani, nell'effettuazione di una taratura dei parametri meccanici sulla base di dati sperimentali. Quindi si tarano i parametri elastici finché i due risultati differiscono di quantità trascurabili.

Questa procedura a volte richiede di modificare la schematizzazione della struttura.

Nel presente studio, si sono costruiti, studiati e confrontati tra loro quattro possibili modelli semplificati ad EFE della carrozza. Quale esempio applicativo, si è preso in esame la carrozza

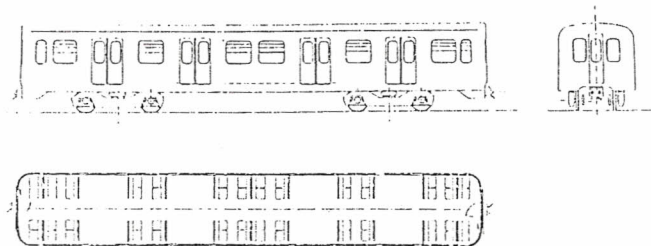


Fig. 1 – Carrozza di metropolitana presa in esame.

recentemente messa in esercizio sulla linea B della metropolitana di Roma, costruita dalla ditta O.M.S. di Padova, vedi figura 1; le caratteristiche principali sono:

– lunghezza, larghezza, altezza rispettivamente 19,10 m, 3,02 m, 3,61 m;

– interperno tra i carrelli 11,00 m;

(\*) Istituto di Meccanica Applicata alle Macchine - Facoltà di Ingegneria Università di Padova.

(\*\*) Officina Meccanica della Stanga S.p.A. - Padova.

- numero passeggeri seduti, in piedi, totali, rispettivamente 56, 184, 240;
- massa a tara 24500 kg;
- velocità massima di servizio 90 km/h.

di tale veicolo sono disponibili i seguenti dati sperimentali:

freccie della carrozza, appoggiate su cavalletti rigidi, soggetta alla condizione di carico massimo ed a quella di carico massimo moltiplicato per 1,3, come dalle prescrizioni ministeriali; i risultati sono indicati in figura 2;

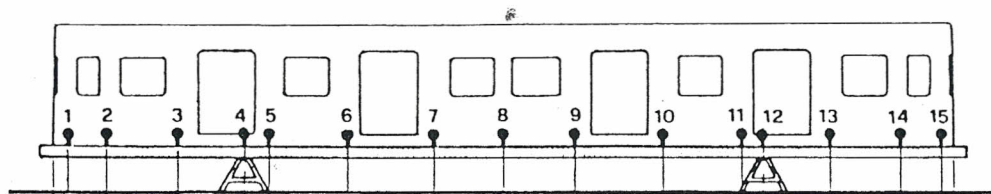
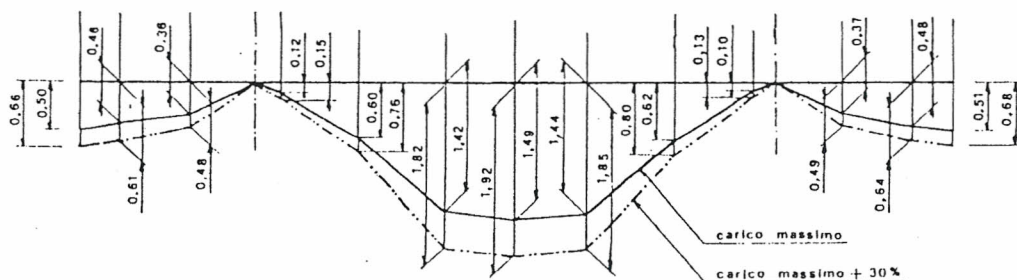


Fig. 2 - Freccie sperimentali.



- caratteristiche meccaniche dei carrelli e relativi ammortizzatori;
- campo di valori in cui cade la prima frequenza di vibrazione della cassa isolata, pari a 8-12 Hz.

Sono stati messi a punto vari modelli ad EFE per poter valutare il minimo numero di gradi di libertà necessario ad ottenere un modello numerico della struttura in esame sufficientemente fedele.

La taratura dei diversi modelli ad EFE consiste, sulla base dei valori delle freccie sperimentali a disposizione, dopo una prima analisi statica della freccia, nel confronto fra la deformata calcolata e quella sperimentale e quindi nella sistemazione dei parametri elastici dei singoli elementi finiti, al fine di approssimare il più possibile i valori della deformata statica sperimentale con quelli del modello ad EFE.

Se la schematizzazione ad EFE riesce a raffigurare in modo fedele il comportamento strutturale della porzione di struttura rappresentata, il procedimento di taratura converge a parametri elastici tali da ridurre a valori infinitesimi la differenza fra la deformata misurata e quella calcolata mediante EFE.

Viceversa se l'elemento finito non riesce a rappresentare la deformazione locale della struttura, non si potrà mai raggiungere la convergenza, ad esempio una prima idea potrebbe essere quella di omogenizzare l'intero veicolo e di rappresentarlo mediante una serie di elementi finiti tipo "mattoncino tridimensionale", la schematizzazione è riportata in figura 3 e la taratura consiste nel variare i seguenti parametri elastici: modulo di Young, modulo di Poisson, modulo di elasticità tangenziale.

Tali elementi omogenei però non sono in grado di riprodurre la deformata prevalentemente tagliante in corrispondenza degli

appoggi. Una schematizzazione capace di riprodurre sia la deformazione tagliante in corrispondenza degli appoggi, sia quella flessionale in mezzaria è quella riportata in figura 4, che consiste di elementi tipo "trave" in corrispondenza dei longheroni, dei montanti e dei traversi, e di elementi tipo "guscio" in corrispondenza dei pannelli di irrigidimento; tale schematizzazione consta di 588 gradi di libertà, 98 punti nodali, 174 elementi trave, 48 elementi guscio; il confronto delle freccie statiche, dopo la taratura, è riportato in figura 5.

Per ridurre ulteriormente il numero di g.d.l. al fine di rendere

più agevole l'analisi dinamica, si è provato a schematizzare la struttura con 3 g.d.l. anziché 6 per nodo, supponendo cioè cerniere in corrispondenza di tutti i nodi; inoltre si è eliminata la doppia serie di nodi intermedi longitudinali.

Si arriva così alla riduzione drastica di 180 g.d.l. nella maglia riportata in figura 6; in essa sono stati impiegati 116 elementi tipo "biella" per rappresentare longheroni, montanti e traversi e 58 elementi tipo "guscio" per rappresentare i pannelli di tamponamento; è da notare che in questo caso i g.d.l. per nodo utilizzati dagli elementi "guscio" sono 3 anziché 5 o 6 come in uso normalmente.

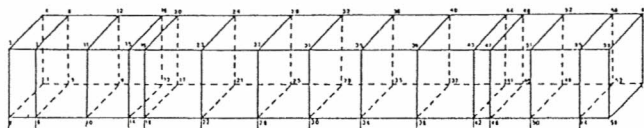


Fig. 3 - Discretizzazione ad EFE con elementi tipo mattone.

È preferibile allora non utilizzare elementi tipo "guscio" con 6 g.d.l. per nodo, ma utilizzare soli elementi biella con 3 g.d.l. per nodo, per rappresentare longheroni, montanti e traversi come nel caso precedentemente analizzato, più i controventi costituiti dai 71 pannelli di tamponamento, vedi figura 7 per un totale di 254 elementi e 180 g.d.l.

In figura 8 sono riportate le freccie statiche del modello numerico dopo la taratura e le corrispondenti freccie sperimentali.

Si può notare dai risultati precedentemente illustrati la buona corrispondenza con i dati sperimentali, anche con la schematizzazione ad EFE con 180 g.d.l.

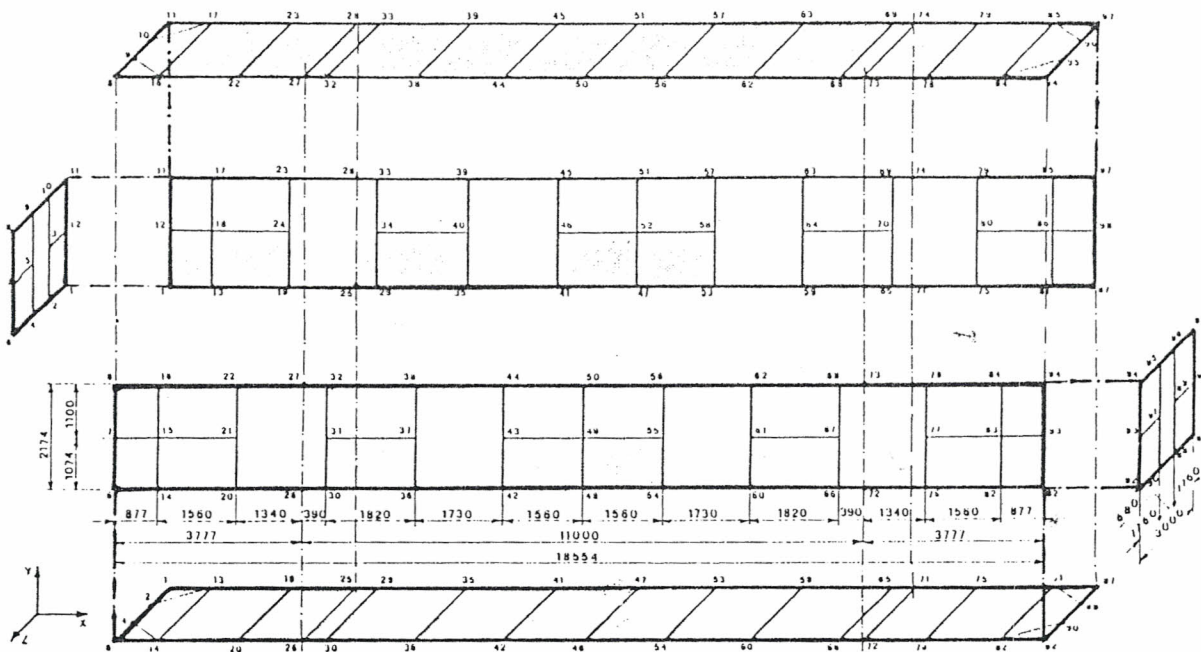


Fig. 4 - Discretizzazione ad EFE con elementi tipo trave e guscio.

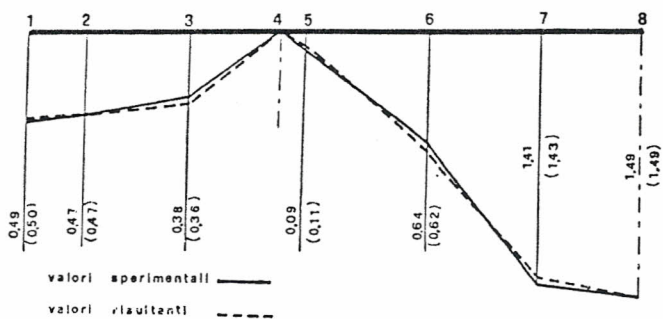


Fig. 5 - Confronto fra le deformate sperimentali e le corrispondenti ottenute dal modello ad EFE con elementi tipo trave e guscio.

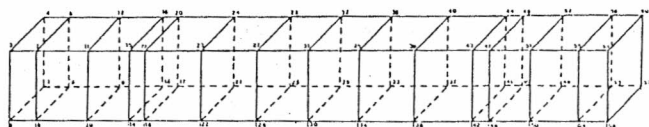


Fig. 6 - Discretizzazione ad EFE con elementi tipo biella e guscio.

### Analisi modale

Una volta tarati staticamente i modelli ad EFE, si è fatta un'indagine sulle forme modali e corrispondenti frequenze relative alla carrozza vincolata ad appoggi rigidi per simulare le condizioni di indagine sperimentale normalmente seguite in figura 9 sono riportati i primi 5 modi di vibrazione naturale e le corrispondenti frequenze del modello ad EFE costituito da "trave e guscio", con 588 g.d.l., vedi figura 4.

In figura 10 sono riportati i primi 5 modi di vibrazione naturale e le corrispondenti frequenze del modello ad EFE costituito da elementi biella e guscio con 180 g.d.l., vedi figura 6.

Il modello con lo stesso numero di g.d.l. costituito da soli elementi biella, vedi figura 7, fornisce valori simili a quelli indicati in figura 10.

È da notare che, nonostante la notevole riduzione di g.d.l. fra i modelli rappresentati nelle figure 9 e 10, sia le frequenze che le forme modali differiscono per valori trascurabili e che la prima frequenza naturale pari a circa 11 Hz, rientra nel campo di valori normalmente misurati in strutture simili, compresi tra 8 e 11 Hz.

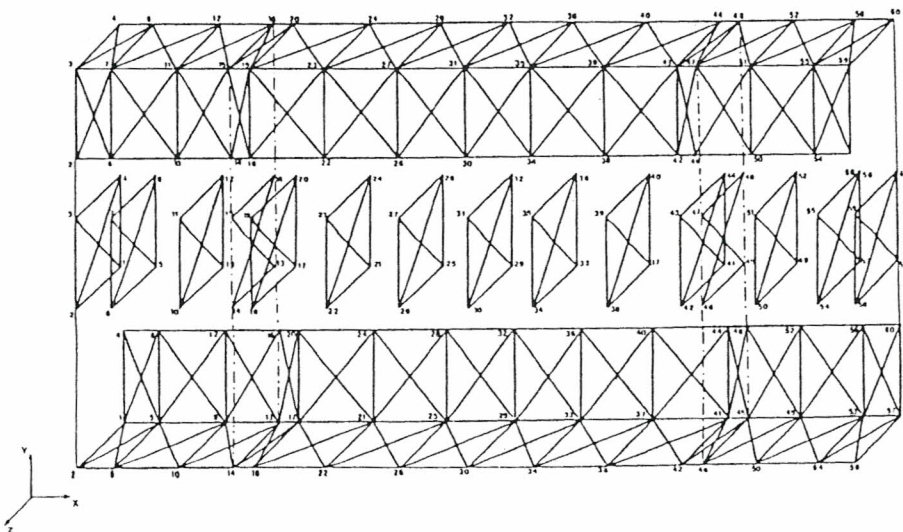


Fig. 7 - Discretizzazione ad EFE con elementi tipo biella.

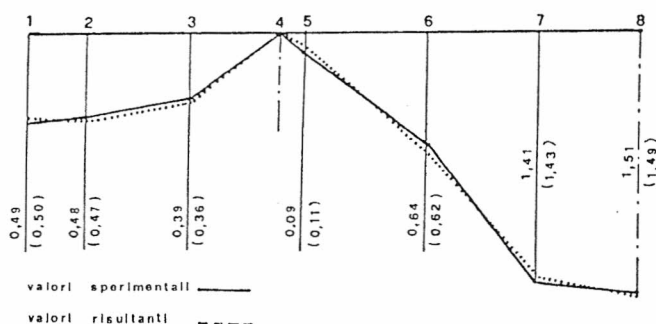


Fig. 8 - Confronto fra le deformate sperimentali e le corrispondenti ottenute dal modello ad EFE con elementi tipo biella.

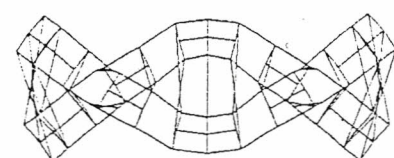
zati in figura 11; si possono così calcolare le frequenze del sistema a due gradi di libertà:

- accoppiata bassa 1,166 Hz;
- accoppiata alta 8,74 Hz.

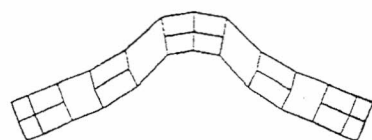
La discretizzazione ad elementi finiti corrispondente si è ottenuta mediante l'utilizzazione di elementi tipo "molla" ed è indicata in figura 12.

Ciascun carrello è rappresentato con altrettanti elementi "trave" di massa equivalente e rigidità molto elevata; altri elementi "trave" sono stati utilizzati per rappresentare le due sale di ciascun carrello.

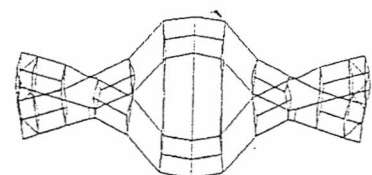
La figura 13 evidenzia come, intorno al valore dell'accoppiata



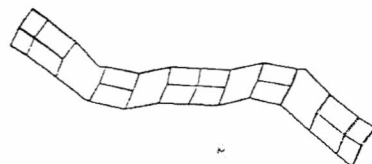
I modo : 10 Hz



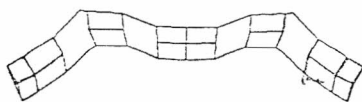
II modo : 12 Hz



III modo : 14 Hz

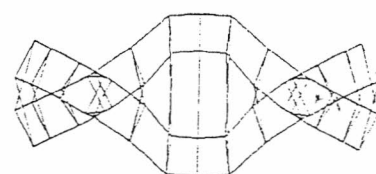


IV modo : 17 Hz

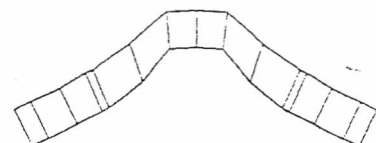


V modo : 20 Hz

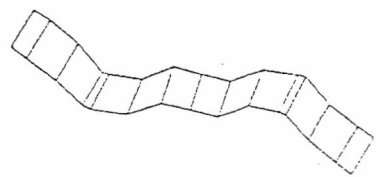
Fig. 9 - Discretizzazione ad EFE con elementi tipo trave e guscio: primi modi di vibrazione naturale e relative frequenze con carico verticale massimo.



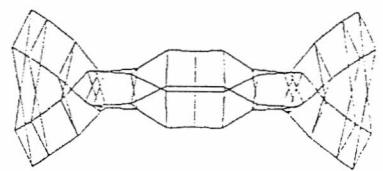
I modo : 11 Hz



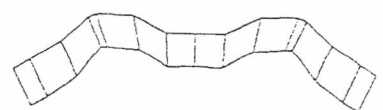
II modo : 12 Hz



III modo : 16 Hz



IV modo : 18 Hz



V modo : 19 Hz

Fig. 10 - Discretizzazione ad EFE con elementi tipo biella: primi modi di vibrazione naturale e relative frequenze con carico verticale massimo.

A questo punto si sono poste le condizioni al contorno, rappresentate dai carrelli poggianti su rotaia; essi sono costituiti da una sospensione primaria a molle elicoidali in acciaio tra assale e carrello, una sospensione secondaria con molle ad aria tra carrello e cassa.

La tradizionale analisi modale semplifica il sistema considerando cassa e carrello due corpi infinitamente rigidi schematiz-

bassa, i modi di vibrare corrispondono ad una pura traslazione verticale (1,4 Hz), un beccheggio (1,4 Hz) ed un rollio (1,5 Hz).

Le successive frequenze e relative forme modali si avvicinano invece ai valori dell'accoppiata alta, vedi figura 14.

Le successive comprendono deformazioni strutturali proprie della carrozza, a partire da valori più bassi (9,6 Hz), vedi figura

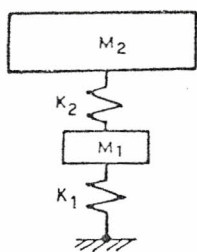


Fig. 11 - Schema matematico del carrello e sospensioni.

15, rispetto a quelli precedentemente calcolati senza tener conto delle sospensioni.

Se ne deduce che considerare disaccoppiati il sistema sospensioni-cassa, come viene fatto usualmente, non è propriamente corretto.

**Analisi dinamica**

Scopo di questo lavoro era quello di determinare un modello ad elementi finiti con ridotto numero di gradi di libertà per po-

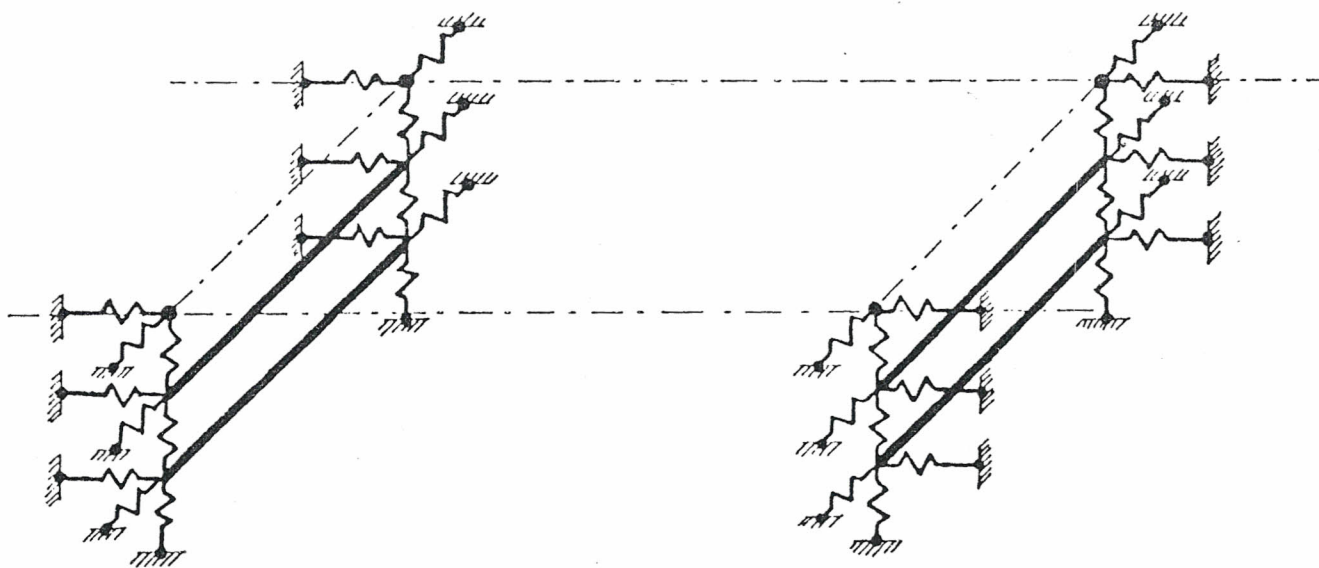


Fig. 12 - Schema numerico dei vincoli elastici della carrozza.

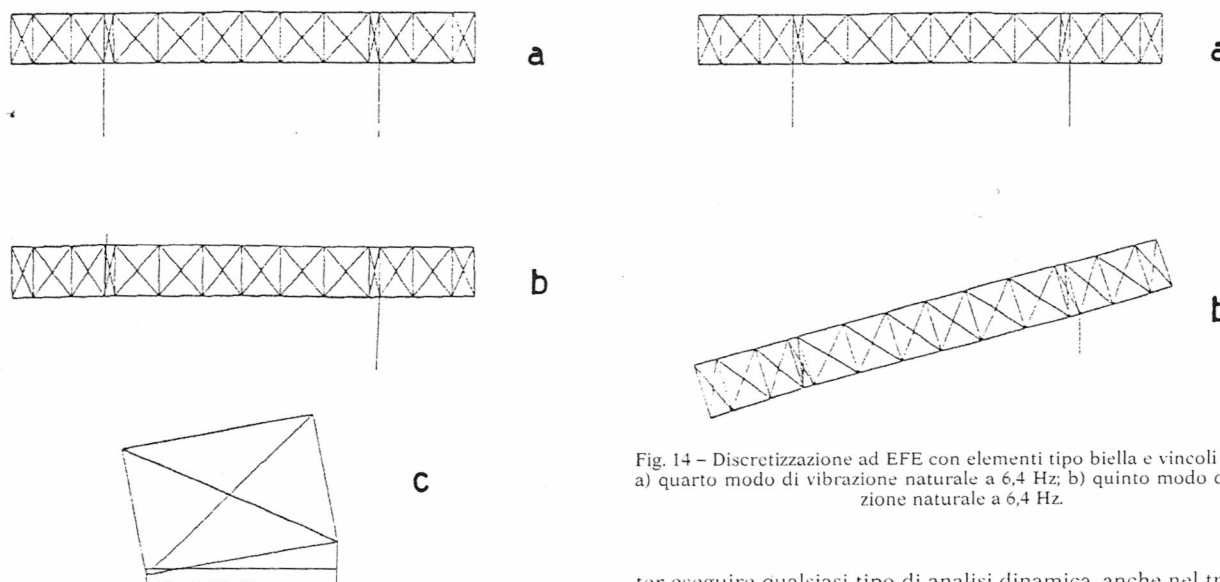


Fig. 13 - Discretizzazione ad EFE con elementi tipo biella e vincoli elastici: a) primo modo di vibrazione naturale a 1,4 Hz: traslazione verticale; b) secondo modo a 1,4 Hz: beccheggio; c) terzo modo a 1,5 Hz: rollio.

Fig. 14 - Discretizzazione ad EFE con elementi tipo biella e vincoli elastici: a) quarto modo di vibrazione naturale a 6,4 Hz; b) quinto modo di vibrazione naturale a 6,4 Hz.

ter eseguire qualsiasi tipo di analisi dinamica, anche nel transitorio con sufficiente precisione.

Viene qui di seguito riportato un esempio di analisi dinamica utilizzando il modello ad EFE costituito da soli elementi "biella"

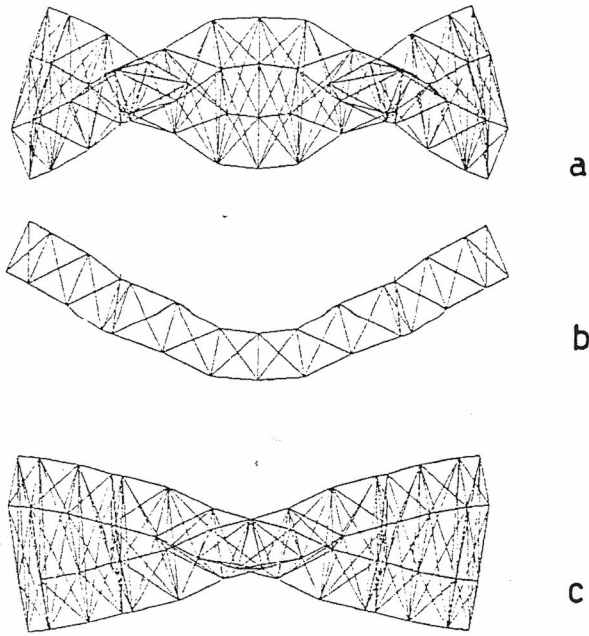


Fig. 15 - Discretizzazione ad EFE con elementi tipo biella e vincoli elastici: a) sesto modo di vibrazione naturale a 9,6 Hz; b) settimo modo di vibrazione naturale a 15 Hz; c) ottavo modo di vibrazione naturale a 17 Hz.

con 180 g.d.l.; il tipo di analisi consiste nell'integrazione diretta delle equazioni del moto della struttura con il metodo "passo a passo".

Un caso tipico di forzante esterna è quello dell'effetto dei giunti di rotaia non saldati, una ruota che passa da una rotaia a quella adiacente più alta (ad esempio di un mm), imprime al carrello e quindi alla carrozza, una forza impulsiva verso l'alto dell'ordine di  $10^5 \div 10^6$  N.

Se si impone un rapporto di smorzamento pari a 0,25 in seguito all'applicazione degli ammortizzatori, si può vedere l'andamento temporale degli spostamenti verticali del carrello in figura 16 e lo stesso andamento temporale rispettivamente del punto centrale e di estremità della cassa nelle figure 17 e 18.

È da notare che l'oscillazione del punto estremo della cassa ha una frequenza di circa 1,3 Hz e la massima oscillazione è di circa 6 mm, mentre la parte centrale ha una oscillazione massima, alla stessa frequenza, di circa 23 mm.

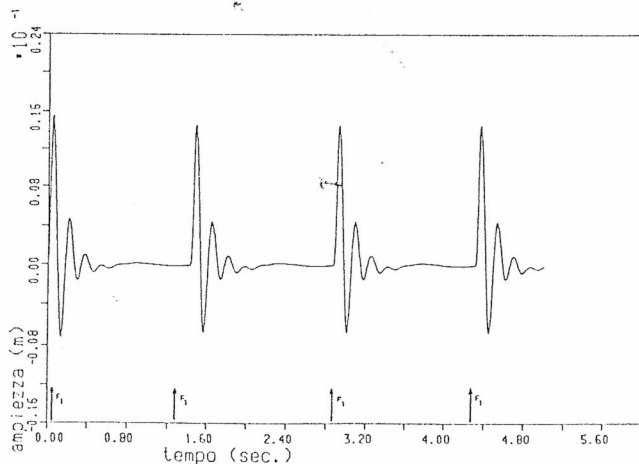


Fig. 16 - Eccitazione causata dai giunti di rotaie non saldate: spostamenti verticali del primo carrello con ammortizzatori.

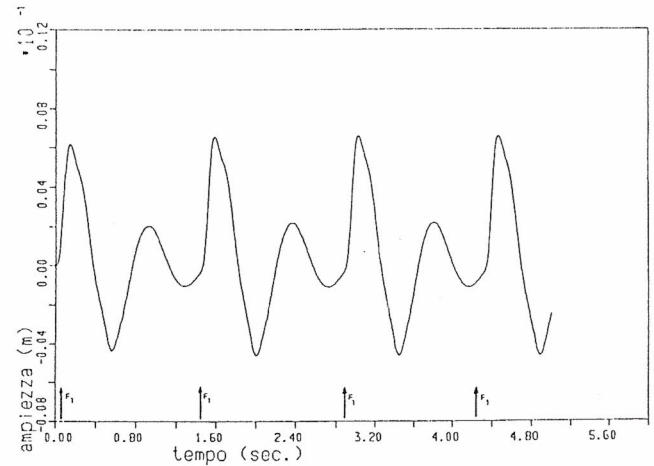


Fig. 17 - Eccitazione causata dai giunti di rotaie non saldate: spostamenti verticali della mezzeria della carrozza.

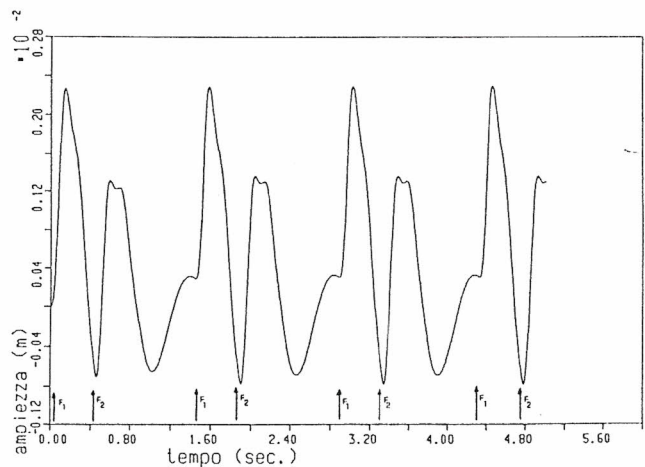


Fig. 18 - Eccitazione causata dai giunti di rotaie non saldate: spostamenti verticali dell'estremità della carrozza.

## Conclusioni

Sono stati messi a punto quattro modelli ad EFE con ridotto numero di gradi di libertà capaci di rappresentare in modo soddisfacente una carrozza di metropolitana presa quale esempio per la modellazione numerica.

I risultati dell'analisi sia statica che dinamica concordano con i primi risultati sperimentali.

L'analisi modale ha messo in evidenza il diverso comportamento strutturale della carrozza semplicemente appoggiata al suolo (condizione di vincolo utilizzata nelle prove sperimentali) dal comportamento della carrozza con carrello ed ammortizzatori.

Tali modelli ad EFE potrebbero essere assai utili durante la fase progettuale della struttura per la possibilità di verificare e per eventuali interventi correttivi prima della costruzione del prototipo.

## Ringraziamenti

Un particolare ringraziamento alla spe.le Officina Meccanica della Stanga S.p.A. per avere messo cortesemente a disposizione la documentazione relativa alla carrozza di Metropolitana di Roma, dalla stessa progettata e costruita.