



POLITECNICO DI TORINO
Repository ISTITUZIONALE

Analisi del comportamento dinamico di supporti antishock per applicazioni navali

Original

Analisi del comportamento dinamico di supporti antishock per applicazioni navali / Peroni L.; Avalle M.. -
ELETTRONICO. - (2010). ((Intervento presentato al convegno XXXIX Convegno Nazionale dell'Associazione Italiana per
l'Analisi delle Sollecitazioni (AIAS) tenutosi a Maratea nel 7-10 settembre 2010.

Availability:

This version is available at: 11583/2373488 since:

Publisher:

AIAS Associazione Italiana per l'Analisi delle Sollecitazioni

Published

DOI:

Terms of use:

openAccess

This article is made available under terms and conditions as specified in the corresponding bibliographic description in
the repository

Publisher copyright

(Article begins on next page)

ANALISI DEL COMPORTAMENTO DINAMICO DI SUPPORTI ANTISHOCK PER APPLICAZIONI NAVALI

L. Peroni^a, M. Avalle^b

^a *Politecnico di Torino, Dipartimento di Meccanica,*

Corso Duca degli Abruzzi, 24 – 10129 Torino, e-mail: lorenzo.peroni@polito.it

^b *Politecnico di Torino, Sede di Alessandria,*

Viale Teresa Michel, 5 – 15121 Alessandria, e-mail: massimiliano.avalle@polito.it

Sommario

Un'esplosione subacquea non a contatto può provocare danni strutturali limitati per la nave, ma di notevole rilievo per le apparecchiature montate a bordo. Ciò è una conseguenza delle dimensioni considerevoli della zona di scafo esposta all'impulso della pressione subacquea risultante.

Oggetto del lavoro è una serie di supporti antishock per applicazioni in campo navale. I supporti sono realizzati in gomma naturale stampata su inserti di acciaio che ne consentono il montaggio. Per poter sviluppare degli strumenti progettuali efficaci di questo tipo di componenti, una serie di supporti antishock (di differente taglia e durezza della gomma) sono stati sottoposti ad una campagna di prove sperimentali di caratterizzazione abbinata alla modellazione numerica con un codice FEM degli stessi. Le prove sperimentali sul componente hanno permesso di ottimizzare tramite un metodo numerico inverso i parametri del modello di materiale iper-visco-elastico utilizzato per modellare la gomma.

Abstract

Non-contact underwater explosion can cause structural damage limited to the ship, but of considerable importance for equipment installed on board. This is a consequence of considerable size of the surface exposed to the underwater pressure pulse.

Object of the work is a series of supports for shock applications in the marine field. The supports are made of natural rubber with steel inserts that allow mounting.

In order to develop effective design tools of such components, a series of shock absorbers (of different size and rubber hardness) were subjected to a series of experimental tests combined with numerical modeling with FEM code. The tests on the components allowed the optimization using a numerical inverse method of the parameters of hyper-visco-elastic material model used to model rubber.

Parole chiave: iperelasticità, viscoelasticità, SRS, supporti antishock, esplosione subacquea

1. INTRODUZIONE

I danni subiti dalle navi militari e dalle apparecchiature montate a bordo sono strettamente connessi alla tipologia di sollecitazione statica o dinamica accidentale cui sono soggette. Prima dell'inizio della Seconda Guerra Mondiale, i danni provocati dai missili e dai proiettili nemici erano soprattutto di carattere strutturale e investivano soltanto una porzione limitata dello scafo delle navi. L'unico modo di proteggere le apparecchiature montate a bordo, era di posizionarle il più possibile lontano dallo scafo della nave e di aumentare lo spessore dello stesso. Sulla spinta del progresso tecnologico le apparecchiature hanno preso via via un ruolo sempre più importante nella gestione del funzionamento e del controllo delle funzioni della nave. Il progresso nel campo degli armamenti militari, grazie all'introduzione della minaccia subacquea, ha però modificato la tipologia di urto cui era soggetto lo scafo della nave.

Un'esplosione subacquea non a contatto può provocare, infatti, danni strutturali limitati per la nave, ma di notevole rilievo per le apparecchiature montate a bordo. Ciò è una conseguenza delle dimensioni considerevoli della zona di scafo esposta all'impulso della pressione subacquea risultante.

Oggetto del lavoro è una serie di supporti antishock per applicazioni in campo navale. I supporti sono realizzati in gomma naturale stampata su inserti di acciaio che ne consentono il montaggio. Questo tipo di supporti trova applicazione per il vincolamento allo scafo dei gruppi motore in imbarcazioni tipicamente ad uso militare. Il supporto deve essere sufficientemente rigido da reggere il gruppo, ma possedere anche proprietà viscoelastiche adeguate a impedire un'eccessiva trasmissione al gruppo motore delle accelerazioni impresse allo scafo da un'esplosione sottomarina.

La Marina Militare Italiana, per esempio, esegue sistematici controlli e collaudi di tutti i materiali e le attrezzature destinati alle Unità navali in costruzione, riferendosi a norme UNI, MM o Mil Std. Nel caso di materiali ed attrezzature che devono avere caratteristiche di resistenza allo shock causato da esplosioni subacquee, lo standard di riferimento utilizzato è la norma NATO Stanag NAV-30-A001, che prevede prove da eseguire sia sulla macchina d'urto (Fig. 1) situata presso i laboratori MARIPERMAN a La Spezia, che in mare (esplosioni) con l'uso della *bettolina*. Le specifiche delle prove con macchina ad urto sono fornite in termini di SRS (*Shock Spectrum Response* [1-2]): nel caso del supporto antishock, questo deve essere in grado di sopportare le accelerazioni impresse dal martello (*hammer*) all'incudine (*anvil plate*) su cui è montato. Il supporto deve trasferire delle accelerazioni limitate alla massa supportata, che viene montata sul supporto e che è rappresentativa dell'attrezzatura sostenuta in esercizio.

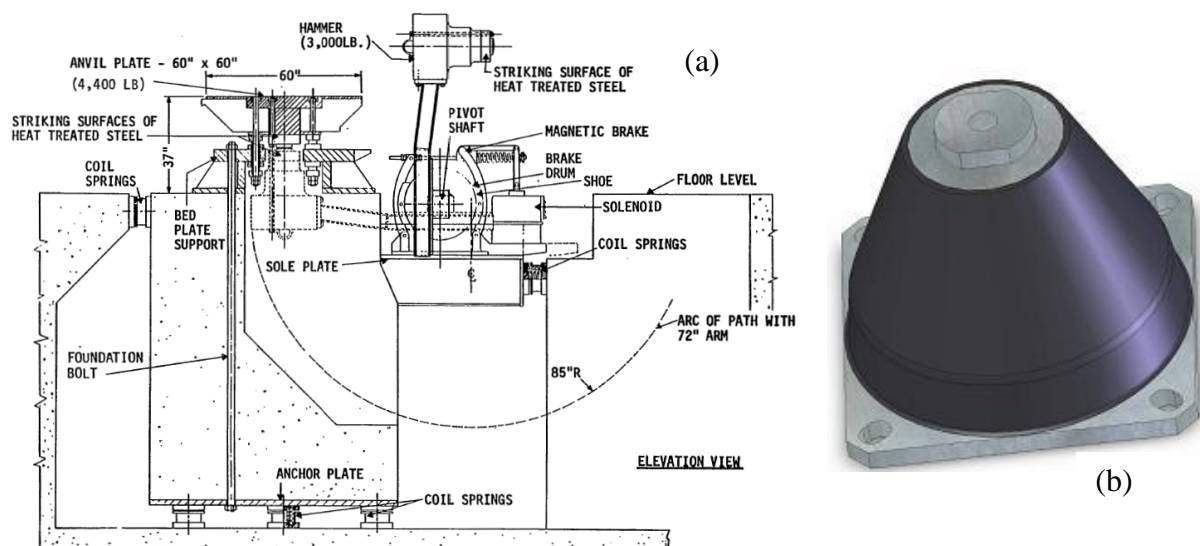


Figura 1 – Macchina di prova d'urto secondo specifiche navali (a); supporto antishock (b).

Per poter sviluppare degli strumenti progettuali efficaci per questo tipo di componenti, una serie di supporti antishock (di differenti taglia e durezza della gomma) è stata sottoposta ad una campagna di prove sperimentali di caratterizzazione abbinata alla modellazione numerica con un codice FEM. Le prove sperimentali sul componente hanno permesso di ottimizzare, tramite un metodo numerico inverso, i parametri del modello di materiale iper-visco-elastico utilizzato per modellare la gomma.

Dapprima sono state effettuate prove quasi-statiche di trazione-compressione e di taglio: con tali dati (da cui appare evidente la forte non linearità di comportamento) è stata validata la parte iperelastica del modello.

Successivamente è stata messa a punto una procedura di prova che permettesse di sollecitare dinamicamente il supporto nell'intervallo di velocità tipico dell'evento impulsivo da normativa. Avendo scartato, data l'eccessiva complessità, la realizzazione di una prova con un sistema tipo quello di figura 1(a) si è ricorso ad un set-up di prova che produce un precarico statico di trazione del supporto con una massa nota montata su di esso. Il sistema viene poi istantaneamente rilasciato per produrre un'oscillazione libera del supporto. La massa viene variata per coprire un intervallo di

frequenze relative al comportamento libero compreso tra 5 e 10 Hz (usuale campo di progetto di tali componenti). I risultati acquisiti in termini di carico alla base del supporto (cella di carico piezoelettrica) e di spostamento della massa (sensore laser di spostamento) permettono di ottenere informazioni relative alle proprietà viscoso/smorzanti del supporto. Anche in questo caso, il modello numerico può essere impiegato per un'identificazione del modello di materiale scelto. Il problema è, infatti, fortemente non lineare e non può essere semplicemente ricondotto ad un modello lineare visco-elastico ad 1 grado di libertà con cui viene usualmente trattato il supporto in campo industriale e come di fatto lo considera la normativa ricorrendo alla definizione di una SRS. Le proprietà di rigidità e smorzamento del sistema variano, infatti, sia con l'ampiezza della risposta sia con la frequenza.

2. CARATTERIZZAZIONE STATICA

Il primo passo per lo studio del componente antiurto è la sua caratterizzazione statica a basse velocità di deformazione. Le prove sperimentali sono state condotte sottoponendo i supporti a diversi cicli di compressione-trazione. La macchina impiegata per la prova è una macchina di prova materiali universale elettromeccanica Zwick/Roell Z100.

I supporti forniti per la sperimentazione sono di due diverse taglie (che saranno indicate di seguito come A, piccola e B, media) e caratterizzati da valori di durezza shore della gomma differenti (45 e 55 per il supporto A e 45, 55, 65 per il supporto B).

Ogni supporto è stato sottoposto a tre cicli di compressione-trazione imponendo all'inserto uno spostamento alla velocità di 200 mm/min. La medesima prova è stata successivamente ripetuta a 20 mm/min.

L'entità degli spostamenti è stata scelta in modo da comprimere il supporto fino ad arrivare a pacco (la base dell'inserto in compressione ha raggiunto la piastra sulla quale era montato l'inserto) e di sottoporlo ad una trazione pari a una volta e mezza la compressione.

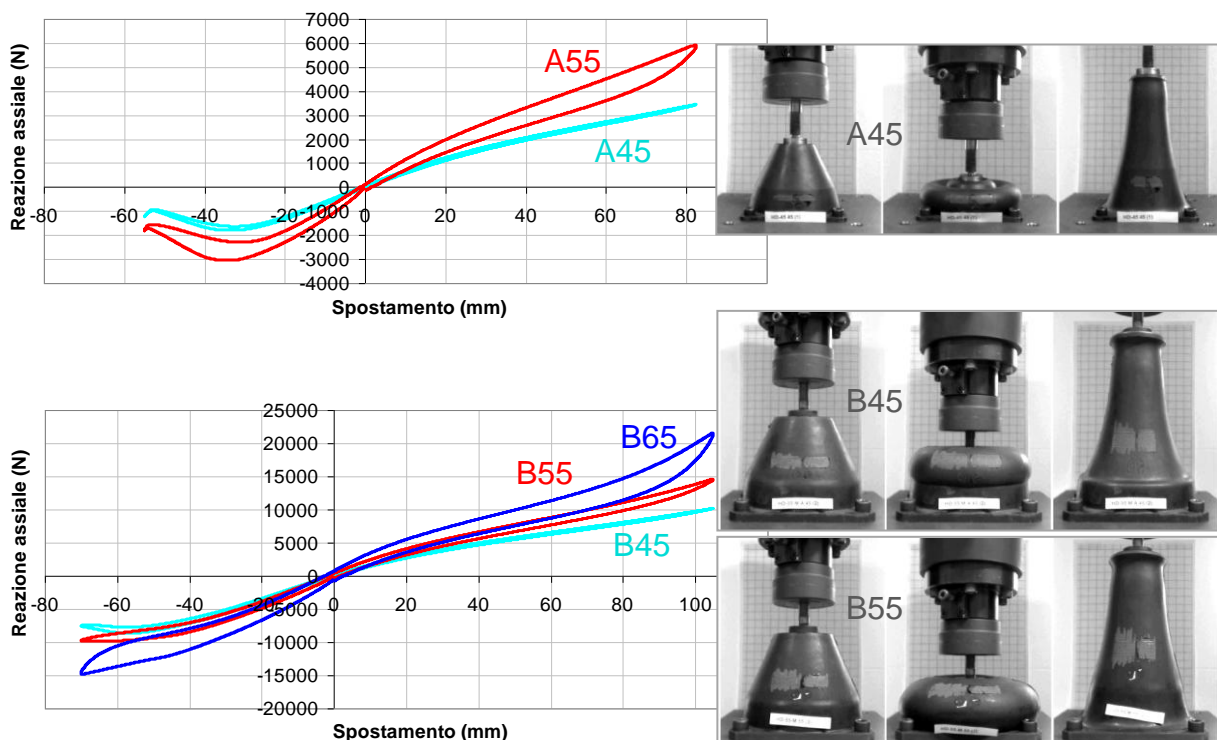


Figura 2 – Prove di compressione - trazione alla velocità di 200 mm/min

La deformata del supporto A (figura 2) denota una criticità in compressione, poiché il corpo in gomma, ad un certo livello di schiacciamento, subisce una deformazione che tende a far piegare

l'elastomero su se stesso in corrispondenza dell'inserto in acciaio, generando un fenomeno di instabilità.

Per quanto riguarda il supporto di taglia media (B), si può notare una diversità di deformata tra il componente di figura 2 (durezza 55) e quello di figura 2 (durezza 45). Il fatto è dovuto alla presenza o meno di un ulteriore inserto in acciaio collegato alla base.

La prova condotta alla velocità di 20 mm/min determina un comportamento del materiale del tutto simile a quello riscontrato nella sperimentazione a velocità più elevata.

3. MODELLAZIONE NUMERICA ED IDENTIFICAZIONE DEI PARAMETRI IPERELASTICI

Non avendo a disposizione campioni di forma semplice con cui effettuare le prove di caratterizzazione del materiale, in cui lo stato di tensione sarebbe uniforme, si è dovuto ricorrere ai risultati delle prove sperimentali effettuate direttamente sui componenti e ad un approccio inverso. In un approccio con metodo inverso si realizza un modello numerico del componente in prova (Abaqus) e se ne simulano le condizioni di carico e vincolo della prova sperimentale con un solutore (nel caso un solutore implicito, non lineare). Tramite un software di ottimizzazione numerica (Hyperstudy) si variano iterativamente i parametri del modello di materiale scelto per modellare l'elastomero del supporto fino ad identificare quei parametri che consentono di riprodurre nel miglior modo il comportamento reale del componente.

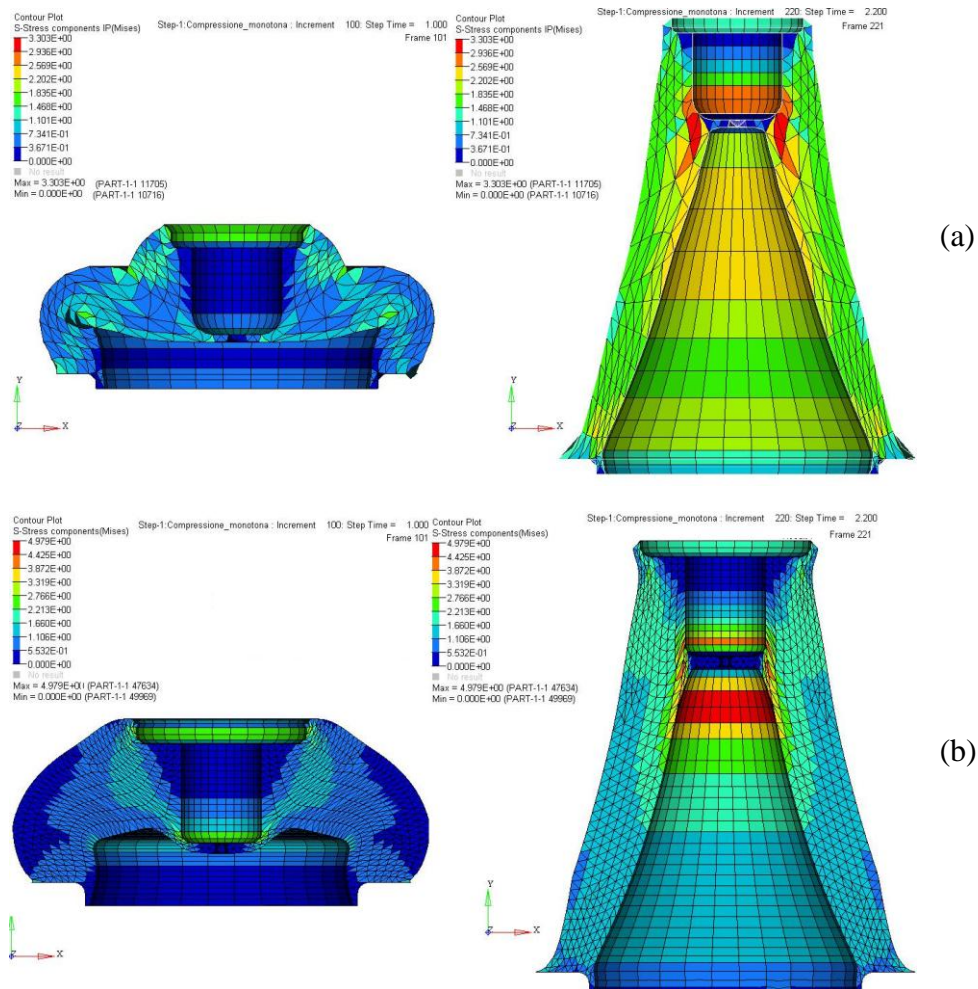


Figura 3 – Modelli numerici di un supporto di taglia piccola (a) e media (b): tensioni di Von Mises nella configurazione di massima compressione e trazione delle prove sperimentali

Questa operazione richiede un certo numero di iterazioni in funzione dei dati iniziali e della strategia di ottimizzazione. Si tratta sostanzialmente di un metodo di regressione non lineare dei risultati

sperimentali con un modello abbastanza dettagliato da poter tenere in conto gli effetti della geometria, delle condizioni di carico e di vincolo e delle proprietà non lineari del materiale.

In figura 3 sono riportate le condizioni deformate di due modelli impiegati nell'identificazione: il primo (a) relativo ad un supporto di taglia piccola, il secondo (b) relativo ad un supporto di taglia media. Per semplicità è stata modellata solo la porzione relativa alla gomma, essendo le rimanenti parti in acciaio molto più rigide e considerate, quindi, indeformabili. Per il materiale è stato adottato un modello iperelastico polinomiale di secondo grado incomprimibile (Mooney-Rivlin)

$$U = \sum_{i+j=1}^N C_{ij} (\bar{I}_1 - 3)^i (\bar{I}_2 - 3)^j \quad (1)$$

in cui $I_{1,2}$ rappresentano i primi due invarianti del tensore degli *stretch* [3-6]. Di conseguenza il potenziale iperelastico è definito da 5 parametri, che devono essere individuati nella procedura di ottimizzazione numerica. Servirebbero, ovviamente, diverse tipologie di prove sperimentali (trazione, taglio, compressione idrostatica, planare) per identificare tali parametri in modo canonico. Data la complessità del campo di tensione-deformazione nel componente reale è lecito ipotizzare che esista una combinazione di parametri capace di far coincidere la risposta del modello numerico con quella rilevata sperimentalmente e che tale set di parametri rappresenti una buona approssimazione del comportamento iperelastico della gomma del supporto. In tabella 1 sono riportati i risultati del processo di ottimizzazione per le diverse configurazioni.

Tabella 1: Parametri del modello iperelastico (MPa)

| Durezza Shore | C01 | C02 | C10 | C11 | C20 |
|---------------|---------|---------|--------|--------|---------|
| 45 | -0.1245 | -0.0067 | 0.3574 | 0.0516 | -0.0338 |
| 55 | -0.1660 | -0.0090 | 0.4782 | 0.0695 | -0.0442 |
| 65 | -0.2075 | -0.0112 | 0.5977 | 0.0869 | -0.0552 |

4. CARATTERIZZAZIONE DINAMICA

Parallelamente all'attività di simulazione numerica è stata portata avanti un'intensa attività di messa a punto di prove sperimentali dinamiche atte a sviluppare una metodologia di prova in grado di riprodurre gli effetti sul supporto della prova di omologazione con macchina per prova d'urto e, allo stesso tempo, ottenere informazioni utili per la calibrazione della parte viscoelastica del modello di materiale.

Il punto di partenza per la definizione della prova dinamica è il requisito in termini di SRS di moto della base a cui il componente viene fissato. Per poter trattare la sollecitazione in modo più semplice l'SRS di riferimento è stata trasformata in un segnale temporale equivalente (ovvero quel segnale temporale che soddisfa i requisiti imposti sulla SRS): la forma d'onda che ne risulta è un impulso sinusoidale del tipo di quello di figura 4.

L'impulso così realizzato in termini di accelerazione della fondazione ha un tempo caratteristico di circa 0.015 s, a cui corrisponde una frequenza della sinusoide di circa 66 Hz. Si raggiungono velocità massime durante l'impulso pari a 5.5 m/s. In termini di spostamento si superano di poco i 40 mm con una forma d'onda che risulta un gradino raccordato.

Se si considera il supporto antishock come un sistema viscoelastico ad un grado di libertà, note la massa posta sopra al supporto, la rigidità statica del supporto stesso e stimando un valore dello smorzamento viscoso, è possibile ricavare facilmente il moto del sistema. È semplice determinare il moto del sistema al variare del rapporto tra frequenza caratteristica dell'impulso f_c (66.67 Hz) e la frequenza propria del sistema f_n a 1 g.d.l. Per sistemi con f_c/f_n alto (>10), il sistema si comporta di fatto come un sistema ad 1 g.d.l. forzato da una forzante a gradino: il sistema risponde con la propria dinamica (f_n) una volta che il transitorio iniziale lo porta, molto velocemente ($f_c \gg f_n$), ad un valore di schiacciamento pari al moto imposto.

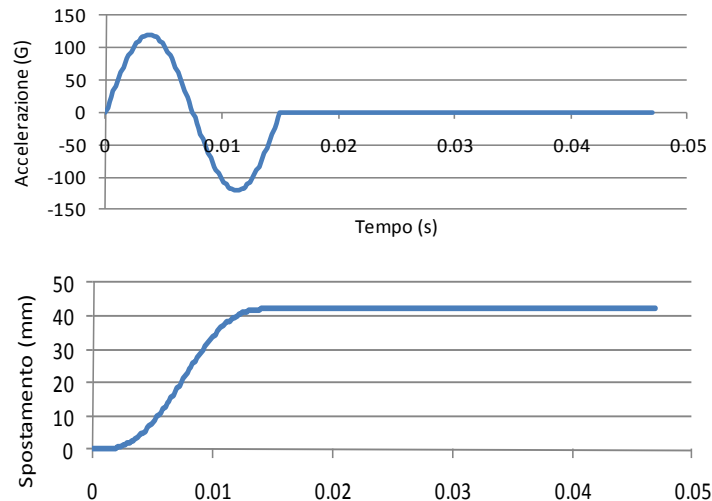


Figura 4 – Segnale temporale equivalente in termini di accelerazione e spostamento

Di fatto il supporto viene ad essere posto in compressione e poi in trazione di un uguale quantità (a meno dell'attenuazione introdotta dallo smorzamento). La fase di primo schiacciamento avviene ad una velocità relativa pari a quella assoluta della base (la massa è sostanzialmente ferma): le successive oscillazioni in trazione e compressione avvengono alla velocità dettata dalla risposta libera del sistema. I livelli di schiacciamento ed estensione del supporto sono i massimi ottenibili dal tipo di sollecitazione (e quindi più pericolosi dal punto di vista del supporto); le accelerazioni trasmesse sono, invece, le più basse. Al diminuire del rapporto f_c/f_n diminuiscono i valori di spostamento relativo.

Per $f_c/f_n < 0.1$ il moto relativo è pressoché inesistente e sia la massa che la base si muovono rigidamente. La sollecitazione del supporto è al valore minimo (circa zero) mentre le accelerazioni trasmesse sono le massime (pari a quelle della base).

Date queste premesse si è voluto investigare la possibilità di realizzare sollecitazioni equivalenti sul supporto attraverso prove sperimentali che sfruttassero attrezzature a caduta o comunque ad impatto diretto del tipo di quelle presenti presso i laboratori del Politecnico di Torino. I requisiti da soddisfare sono molteplici:

- analoghi livelli di deformazione del supporto;
- analoghe dinamiche di sollecitazione (velocità);
- sollecitazione sia in compressione che in trazione.

L'attrezzatura sperimentale realizzata a tale scopo è illustrata in figura 5 ed è costruita su di un telaio costituito da due colonne in acciaio su cui è montato, nella parte superiore, l'attuatore pneumatico.

Il supporto è montato sulla base mediante l'interposizione della cella di carico. Al di sopra del supporto è montato il carrello mobile cui è collegata la massa oscillante. Il carrello scorre sulle colonne di guida mediante un sistema di otto rotelle. La massa oscillante del carrello è costituita, oltre che dal peso proprio (20 kg), anche da una serie di piastre in acciaio (non mostrate in figura 5) montate in serie ad un magnete (in rosso in figura). Il magnete ha una massa di 30 kg che si aggiunge alla massa di carrello e piastre e che può essere regolata secondo le esigenze fino ad arrivare ad un massimo complessivo di 150 kg circa.

L'esecuzione della prova avviene nel modo seguente:

- lo stantuffo dell'attuatore pneumatico viene fatto scendere fino ad appoggiarsi sulla superficie superiore del magnete;
- inviando corrente al magnete lo si collega all'estremità piana dello stantuffo;
- lo stantuffo viene fatto risalire fino a sviluppare il valore di forza o di corsa di trazione desiderato, al cui raggiungimento viene tolta corrente al magnete;

- la forza sviluppata dall'antivibrante richiama il gruppo carrello-magnete-masse addizionali, che inizia a vibrare liberamente fino all'estinzione delle oscillazioni.



Figura 5 – Sistema di prova dinamica ad urto degli antivibranti

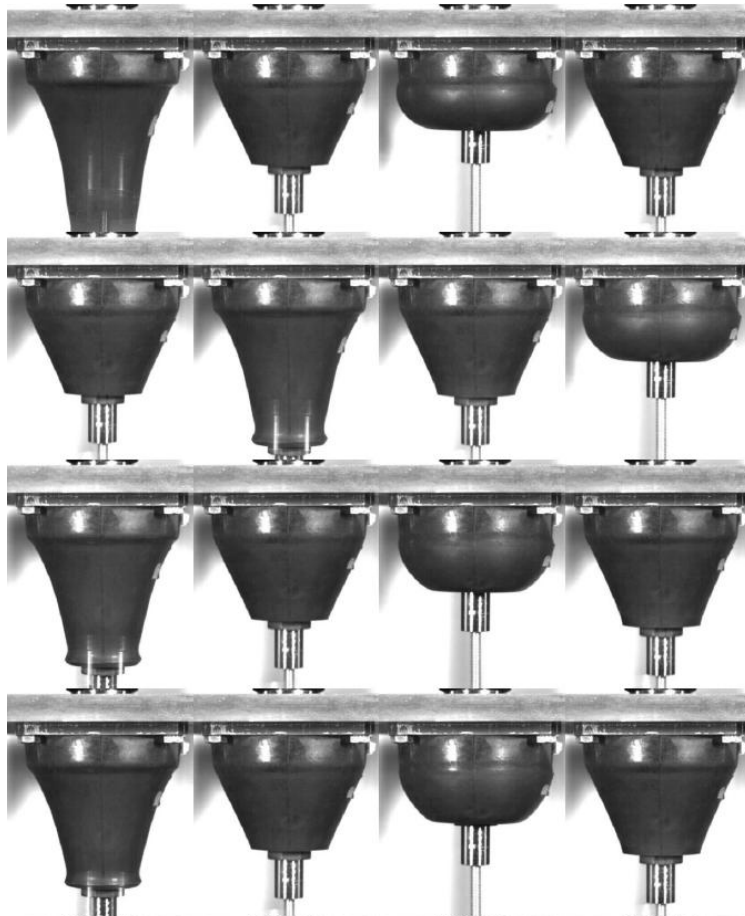


Figura 6 – Sequenza di una prova dinamica (500 frame/s)

Il valore del precarico di rilascio, e di conseguenza dell'estensione del supporto, vengono scelti per raggiungere gli stessi livelli di deformazione dell'impulso di figura 4. La successiva fase di oscillazione libera viene regolata dall'entità della massa applicata per ottenere il valore di frequenza di funzionamento richiesta. Durante la prova vengono registrate le storie temporali della forza sviluppata dall'antivibrante e della corsa del magnete mediante una scheda di acquisizione National Instruments collegata ad un PC. La forza è misurata mediante una cella di carico Kistler 9371 di portata massima 120 kN. La corsa è misurata mediante un trasduttore LASER a triangolazione Keyence LK-G 407. Per le prove qui riportate l'acquisizione è stata condotta al medesimo valore di sample rate pari a 10000 campioni al secondo. In tutte le prove sono stati acquisiti 50 kcampioni, per una durata complessiva del fenomeno misurato di 5 s. Oltre alla rilevazione di corsa e carico sono state svolte riprese video mediante una telecamera ad alta velocità (Citius Imaging C100 Centurio, capace di acquisire fino a 100000 frame al secondo). Le riprese in questo caso sono state condotte ad una velocità di soli 500 frame/s a piena risoluzione 1280x1024 (figura 6).

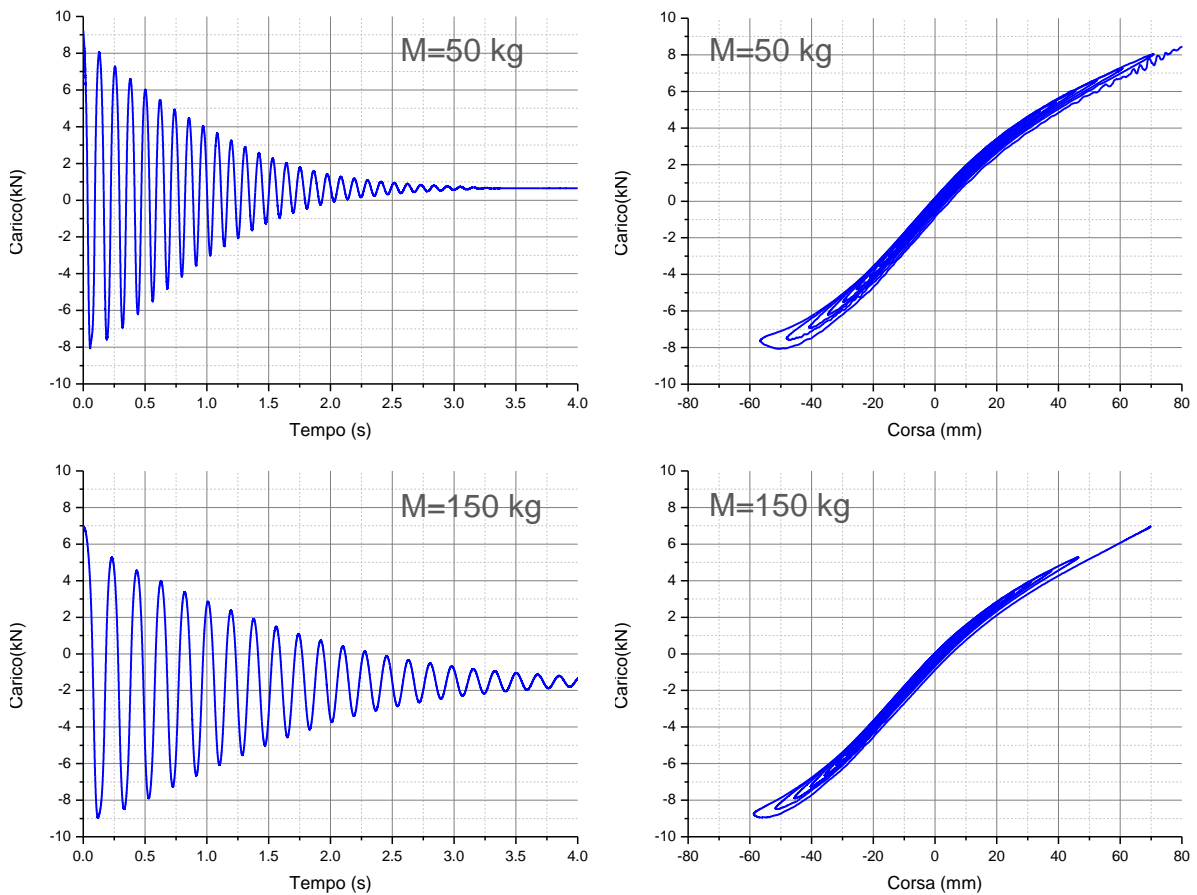


Figura 7 – Risultati di una prova dinamica su supporto B45

In figura 7 e 8 sono riportati, a titolo di esempio, i risultati relativi alle prove sul supporto di taglia media per due differenti durezze e due differenti valori di massa sospesa. Elaborando i risultati ottenuti con le normali tecniche di identificazione di un modello SDOF lineare sono stati ricavati, per le tre durezze di gomma, gli smorzamenti relativi medi di tabella 2. La capacità smorzante della gomma aumenta all'aumentare della durezza, come atteso.

Tabella 2: Smorzamenti relativi medi

| Massa (kg) | Smorzamento relativo | | |
|------------|----------------------|------|------|
| | B 45 | B55 | B65 |
| 50 | 3.5% | 5.9% | 9.1% |
| 150 | 3.0% | 4.9% | 8.9% |

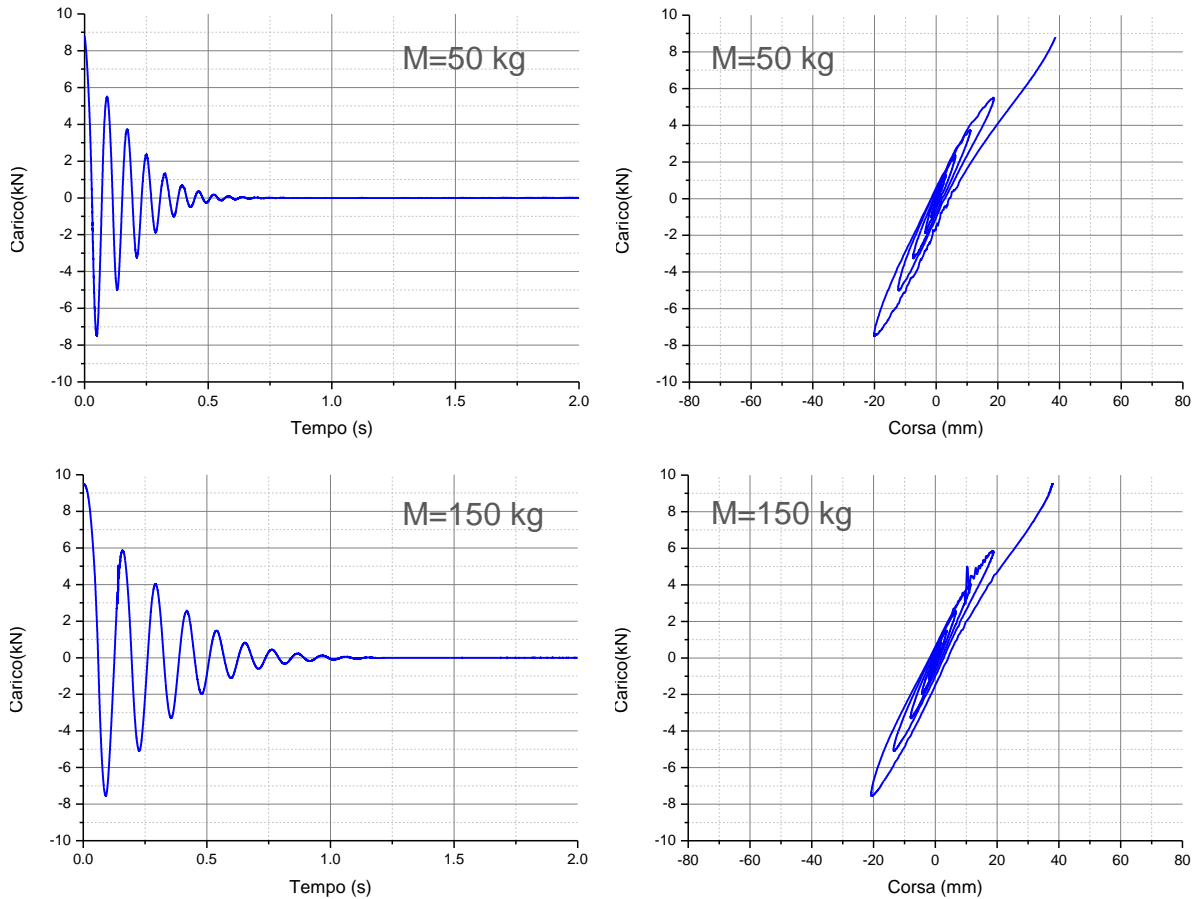


Figura 8 – Risultati di una prova dinamica su supporto B65

Le frequenze di oscillazione ottenute nei vari casi sono riportate in tabella 3.

Tabella 3: Frequenze di oscillazione

| Massa (kg) | Frequenza (Hz) | | |
|------------|----------------|----------|-----------|
| | B45 | B55 | B65 |
| 50 | 8.1±0.01 | 9.3±0.08 | 11.6±0.06 |
| 150 | 5.3±0.01 | 6.0±0.06 | 7.3±0.05 |

In tutti i casi, la rigidità dinamica ad urto, definita come il prodotto tra la pulsazione propria al quadrato e la massa sospesa (secondo quanto viene usualmente fatto nella valutazione di una prova con il sistema di figura 1), non è confrontabile con la rigidità statica sotto carico rilevata con prove a bassa velocità. Il modello lineare massa-molla-smorzatore non fornisce, evidentemente, una descrizione adeguata del fenomeno non-lineare.

Per meglio quantificare l'effetto della dinamica dell'urto è necessario esaminare in maggiore dettaglio il comportamento dinamico non-lineare degli antivibranti.

Per questo motivo, si è pensato di definire la rigidità e lo smorzamento sul ciclo esaminando le risposte nel tempo ed in particolare definendo la rigidità mediante il rapporto

$$k_{ciclo} = \frac{F_{max, ciclo} - F_{min, ciclo}}{x_{max, ciclo} - x_{min, ciclo}} \quad (2)$$

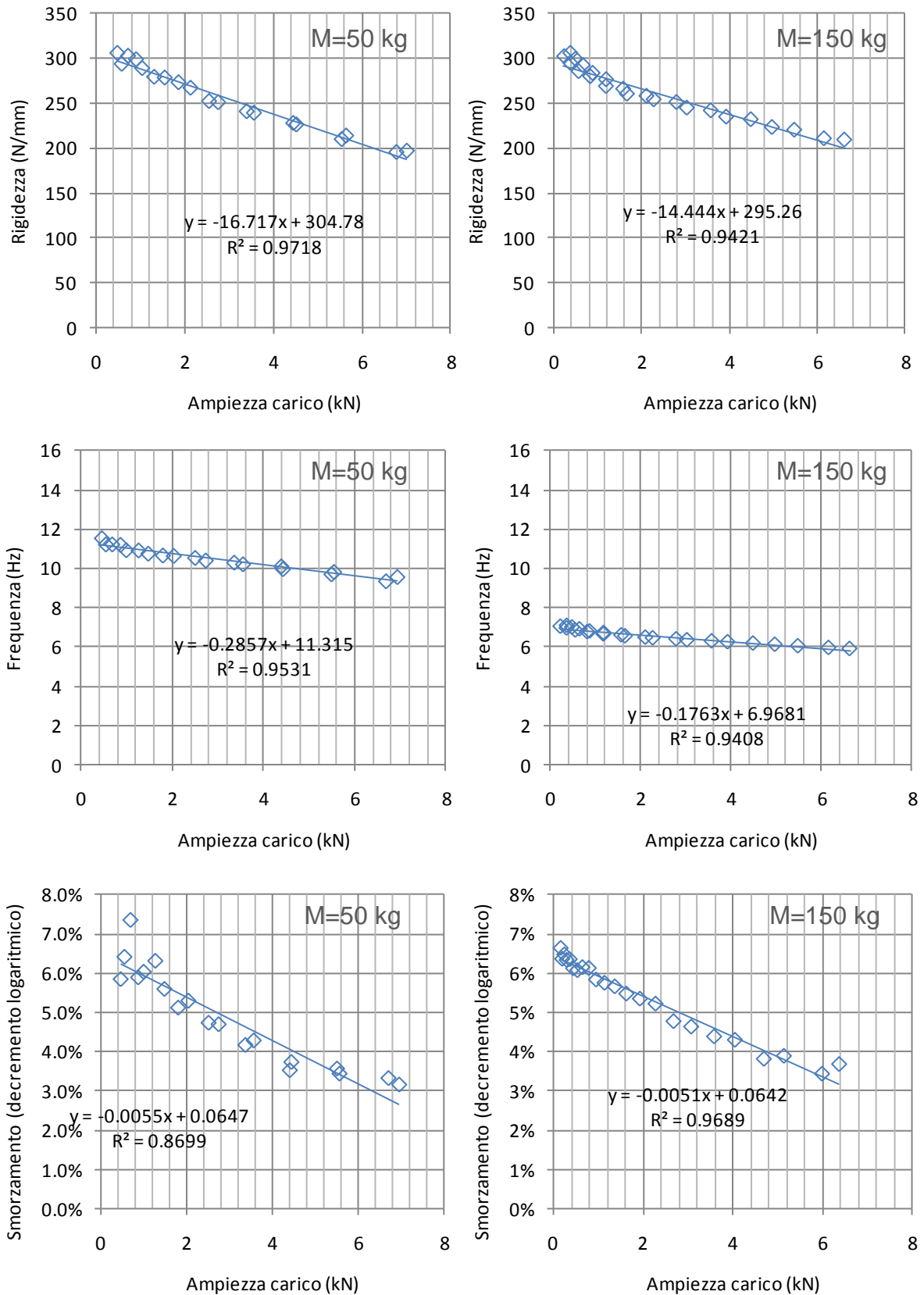


Figura 9 – Variazione di rigidezza, frequenza di oscillazione e smorzamento con l'ampiezza del carico per il supporto B55

e lo smorzamento mediante il decremento logaritmico

$$\zeta = \frac{1}{2\pi} \ln \frac{x(t)}{x(t+T)} \quad (3)$$

Dall'analisi di questi parametri si può ricavare l'andamento della rigidezza nel tempo ciclo per ciclo. In figura 9 la rigidezza è mostrata, in funzione dell'ampiezza (per un supporto di durezza 55), anch'essa variabile ciclo per ciclo. Anche in questo caso sono riportati i risultati relativi a una prova per due valori di massa sospesa (50 o 150 kg).

La rigidezza diminuisce sempre all'aumentare dell'ampiezza dei cicli, in maniera quasi lineare (in pratica cresce con il tempo durante le successive oscillazioni).

La figura 9 mostra anche un'equivalente analisi relativa all'andamento della frequenza. Si riscontra una dipendenza quasi lineare della frequenza con il crescere dell'ampiezza delle oscillazioni, anche se in misura minore dell'andamento della rigidezza. Questo significa che nelle successive oscillazioni la frequenza va aumentando. D'altra parte la caratteristica del supporto è tale per cui alle alte deformazioni è associato sempre un comportamento softening con conseguente diminuzione della rigidezza.

Sempre la figura 9 mostra, infine, l'analisi dello smorzamento ottenuto mediante il decremento logaritmico. Lo smorzamento decresce all'aumentare dell'ampiezza dei cicli di carico (e quindi cresce durante il tempo, con i cicli) con variazioni notevoli. Tuttavia nel range di frequenze coperto dalla prova (6-12 Hz), non sembra emergere una grande influenza della frequenza stessa sullo smorzamento, che sembra, invece, molto più legato al valore dell'ampiezza.

Per le altre durezza della gomma si riscontrano comportamenti sostanzialmente equivalenti.

5. CONCLUSIONI

Per poter sviluppare strumenti progettuali efficaci una serie di supporti antishock (di differente taglia e durezza della gomma) è stata sottoposta ad una campagna di prove sperimentali di caratterizzazione abbinata alla modellazione numerica con un codice FEM degli stessi. Le prove sperimentali sul componente hanno permesso di ottimizzare tramite un metodo numerico inverso i parametri del modello di materiale iper-visco-elastico utilizzato per modellare la gomma.

Dapprima sono state effettuate prove quasi-statiche di trazione-compressione e di taglio: con tali dati (da cui appare evidente la forte non linearità di comportamento) è stata validata la parte iperelastica del modello.

Successivamente è stata messa a punto una procedura di prova che permettesse di sollecitare dinamicamente il supporto nell'intervallo di velocità tipico dell'evento impulsivo normato. Avendo scartato, data l'eccessiva complessità, la realizzazione di una prova con macchina d'urto si è ricorso ad un set-up di prova che produce un precarico statico di trazione del supporto con una massa nota montata su di esso. Il sistema viene poi istantaneamente rilasciato per produrre un'oscillazione libera del supporto. La massa viene variata per coprire un intervallo di frequenze relative al comportamento libero compreso tra 5 e 10 Hz (usuale campo di progetto di tali componenti). I risultati acquisiti in termini di carico alla base del supporto (cella di carico piezoelettrica) e di spostamento della massa (sensore laser di spostamento) permettono di ottenere informazioni relative alle proprietà viscosi/smorzanti del supporto. Anche in questo caso, il modello numerico può essere impiegato per un'identificazione del modello di materiale scelto. Il problema è, infatti, fortemente non lineare e non può essere semplicemente ricondotto ad un modello lineare visco-elastico ad 1 grado di libertà con cui viene usualmente trattato il supporto in campo industriale e come di fatto lo considera la normativa ricorrendo alla definizione di una SRS. Le proprietà di rigidezza e smorzamento del sistema variano, infatti, sia con l'ampiezza della risposta sia con la frequenza.

BIBLIOGRAFIA

- [1] T. Irvine, "Introduction to Shock Response Spectrum", vibrationdata.com Publications, 1999.
- [2] C.M. Harris, *Shock and Vibration Handbook*, McGraw Hill, New York 1995.

- [3] Boulanger, P. and Hayes, M. A., 2001, *Finite amplitude waves in Money-Rivlin and Hadamard materials*, in *Topics in Finite Elasticity*, ed. M. A Hayes and G. Soccumandi, International Center for Mechanical Sciences.
- [4] C. W. Macosko, 1994, *Rheology: principles, measurement and applications*, VCH Publishers, ISBN 1-56081-579-5.
- [5] Bower, Allan (2009). *Applied Mechanics of Solids*. CRC Press. ISBN 1439802472. Retrieved January 2010.
- [6] Ogden, R. W., 1984, *Nonlinear elastic deformations*, Dover