

# Sistema per simulazione di eventi sismici: modellazione, controllo e validazione sperimentale

Paolo Righettini, Roberto Strada, Alberto Oldani, Andrea Ginammi  
*Dipartimento di Ingegneria, Università degli Studi di Bergamo, Italia*  
*E-mail: paolo.righettini@unibg.it, roberto.strada@unibg.it, alberto.oldani@unibg.it,*  
*andrea.ginammi@unibg.it*

*Keywords:* Tavola vibrante, oleodinamica, sismica.

**SOMMARIO.** Le tavole vibranti ad uno o più assi sono un efficiente strumento per effettuare test su svariati tipi di sistemi. Tra i possibili campi di applicazione, emerge quello dell'ingegneria edile per il test di strutture o parte di esse, sia in scala ridotta che in piena scala. Il presente lavoro rientra proprio in questo ambito e riguarda la progettazione di una tavola vibrante di dimensioni contenute (1200 mm x 2000 mm) ad azionamento oleodinamico a singolo asse per la simulazione di sollecitazioni di carattere sismico su elementi di strutture civili di massa inferiore a 1200 kg. Per la progettazione del sistema è stato seguito un approccio di tipo mecatronico; accanto alla scelta dei componenti idraulici, è stato sviluppato anche il progetto della struttura meccanica, per il cui dimensionamento sono state effettuate analisi mediante codici di calcolo ad elementi finiti, e il progetto del sistema di controllo. Da ultimo, il sistema è stato realizzato e sono state condotte alcune prove preliminari per valutarne la funzionalità.

## 1 INTRODUZIONE

Le tavole vibranti ad uno o più assi sono un efficiente strumento per effettuare test su svariati tipi di sistemi. Il loro campo di applicazione spazia in diversi settori, tra cui emerge anche quello dell'ingegneria edile per il test di strutture o parte di esse, sia in scala ridotta che in piena scala [1, 2, 3]. Il presente lavoro rientra proprio in questo ambito e riguarda la progettazione di una tavola vibrante di dimensioni contenute (1200 mm x 2000 mm) ad azionamento oleodinamico a singolo asse per la simulazione di sollecitazioni di carattere sismico su elementi di strutture civili di massa inferiore a 1200 kg. Per la definizione delle specifiche di progetto si è fatto riferimento alle azioni sismiche definite dalla normativa UNI EN 1998-1 [4]. In particolare, il sisma campione è caratterizzato da un profilo di accelerazione con un picco pari a 0.35 g il cui spettro di risposta elastico mostra un rapporto tra  $S_e$  e  $a_g$  pari a circa 2.8, definendo un spettro di risposta simile a quello di tipo 1, curva C. Inoltre, il contenuto armonico del sisma campione mostra una significativa attenuazione al di sopra di 10 Hz (figura 1). In base a queste specifiche, è stato scelto il sistema di azionamento oleodinamico, in particolare un cilindro a doppio stelo (in modo da garantire un comportamento simmetrico del sistema) caratterizzato da una corsa di 250 mm e una servovalvola con banda passante pari a 100 Hz. Seguendo un approccio progettuale di tipo mecatronico, accanto alla scelta dei componenti idraulici, è stato sviluppato anche il progetto della struttura meccanica, per il cui dimensionamento sono state effettuate analisi mediante codici di calcolo ad elementi finiti, e il progetto del sistema di controllo. Sempre in ottica mecatronica, prima di procedere con la fase realizzativa, ogni parte costituente il sistema è stata modellizzata al fine di realizzare un modello globale del sistema in grado di riprodurre con un buon grado di accuratezza il comportamento reale e poter così valutare l'adeguatezza del sistema di controllo e le caratteristiche dinamiche del sistema stesso. Da ultimo, il sistema è stato realizzato e validato sperimentalmente, sia con il sisma campione che con altri profili di accelerazione.

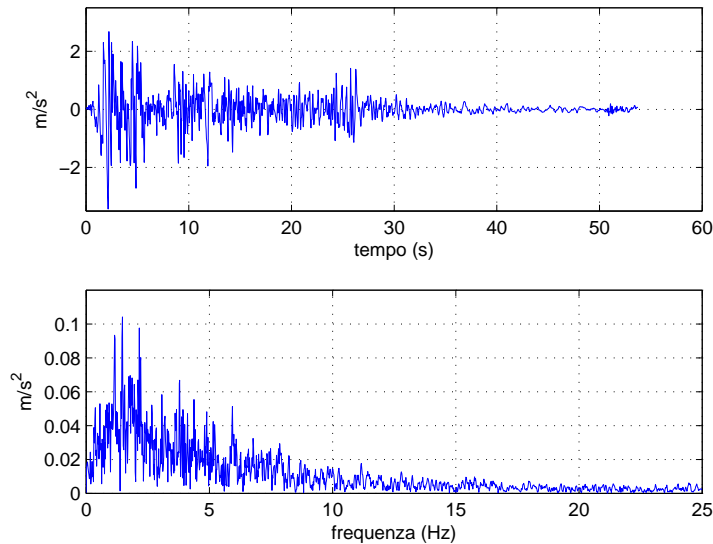


Figura 1: Sisma campione: storia temporale e contenuto armonico

## 2 PROGETTO DEL SISTEMA

Il progetto del sistema ha previsto la definizione della struttura meccanica, la scelta dei componenti il sistema di azionamento oleodinamico e la definizione del sistema di controllo.

### 2.1 Struttura meccanica

Come già precedentemente accennato, le specifiche di progetto prevedono la realizzazione di una struttura con ingombri contenuti; in figura 2 è mostrato il modello 3D “esploso” del sistema in cui sono evidenziate le parti costituenti il sistema. In particolare: (A) piattaforma mobile per l'alloggiamento dei provini (dimensioni 1200 mm x 2000 mm); (B) guide lineari per l'accoppiamento con la base fissa (C) mediante i carrelli a ricircolo di sfere (D); attuatore idraulico (E) per l'azionamento della base mobile collegato alla base stessa mediante l'attacco (F); (G) impianto idraulico per l'alimentazione dell'attuatore; (H) fine corsa meccanico; (I) trasduttore di posizione potenziometrico.

La base fissa (C) è costituita da tubolari in acciaio a sezione quadrata saldati fra loro a costituire una struttura ad elevata rigidità. Per il dimensionamento del telaio sono state eseguite delle verifiche mediante analisi ad elementi finiti condotte nelle condizioni ritenute più gravose, cioè con la piattaforma mobile in battuta sui finecorsa meccanici con l'attuatore idraulico che esercita la massima forza possibile, pari a 19000 N.

La figura 3 riporta alcuni risultati ottenuti mediante il codice di calcolo ad elementi finiti *MSC Nastran*, associato a *MSC Patran* come pre- e post-processor. In particolare, l'analisi è stata concentrata sulla parte più sollecitata del sistema, cioè sul finecorsa meccanico; in figura 3(a) sono riportati i risultati ottenuti nella fase di spinta dell'attuatore, mentre in figura 3(b) sono riportati i risultati relativi alla fase di trazione. Come si può notare dalle figure, la struttura risulta ampiamente verificata.

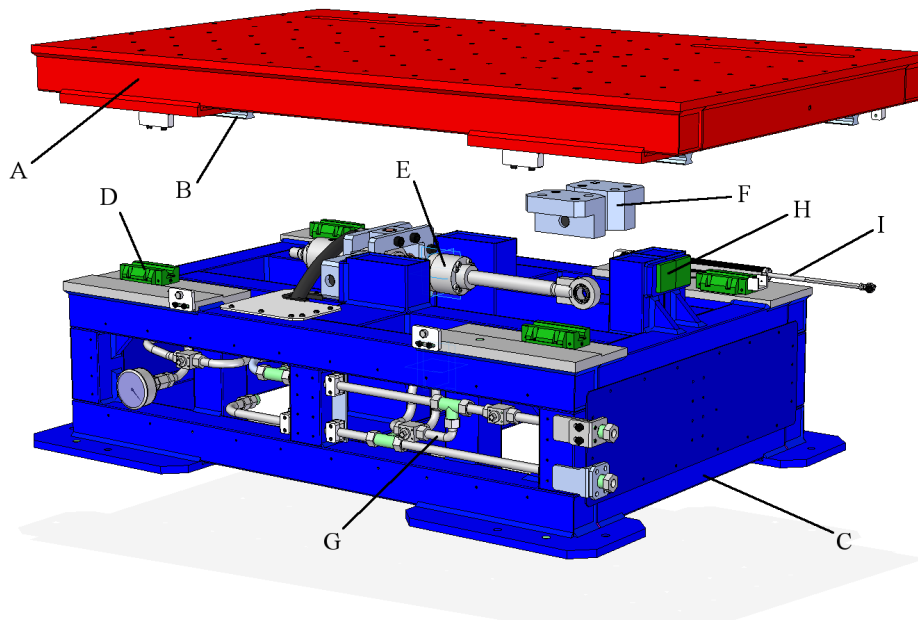


Figura 2: Modello 3D “esploso”

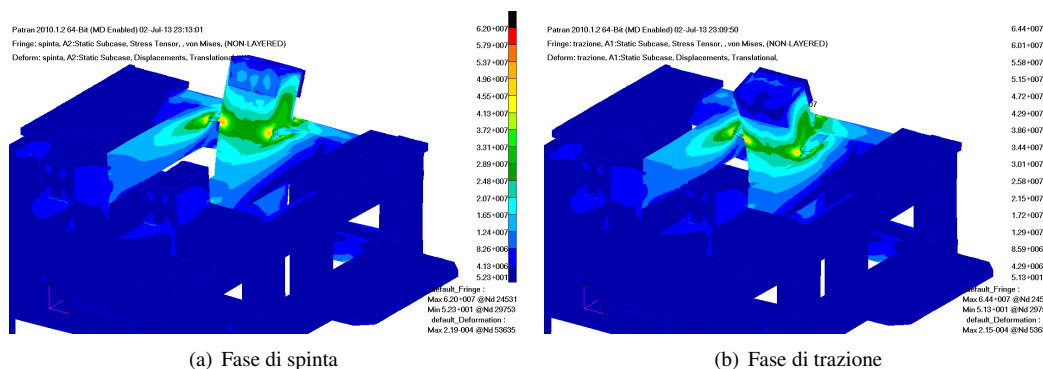


Figura 3: Analisi FEM del telaio

Anche la base mobile è stata oggetto di analisi ad elementi finiti con l’obiettivo di valutare l’effetto di un provino che, fissato alla base, fornisce il massimo momento di progetto. In particolare, è stata preso in considerazione il valore massimo della massa del provino (1200 *kg*) con baricentro posionato ad 1 *m* di altezza dalla base mobile e soggetto ad un’accelerazione pari a 0.35*g*; l’azione risultante è stata poi maggiorata a favore di sicurezza.

In figura 4 sono riportati i risultati di tali analisi sia in termini di sforzi (figura 4(a)) sia in termini di deformazioni (figura 4(b)). Anche in questo caso, la struttura risulta ampiamente verificata.

Visto che l’applicazione in oggetto è di carattere dinamico, sono state effettuate, sempre mediante

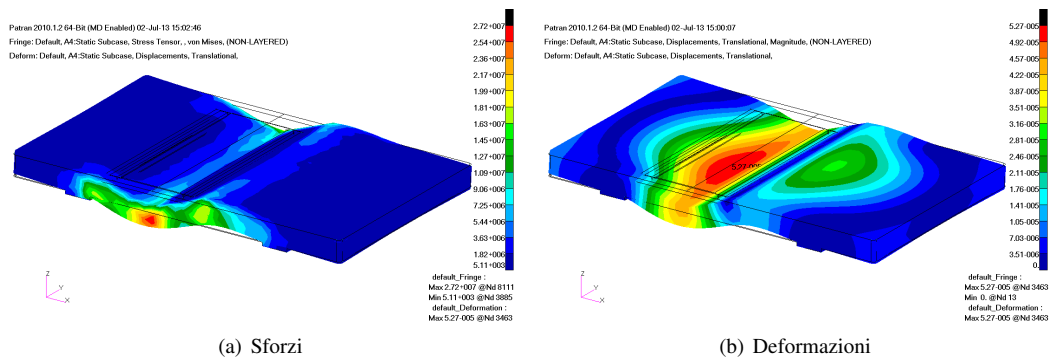


Figura 4: Analisi FEM base mobile

lo stesso codice di calcolo, anche analisi modali sia per la base fissa che per la base mobile. I risultati sono riportati in figura 5 dove è evidenziato che per la base fissa (figura 5(a)) il primo modo con componenti nella direzione di moto è il III, caratterizzato da una frequenza pari a  $296 \text{ Hz}$ , ben lontana dalla frequenza massima di funzionamento del sistema ( $10 \text{ Hz}$ ).

Anche per quanto riguarda la base mobile (figura 5(b)), il primo modo di interesse (II modo) è caratterizzato da una frequenza decisamente superiore a  $10 \text{ Hz}$  ( $164 \text{ Hz}$ ).

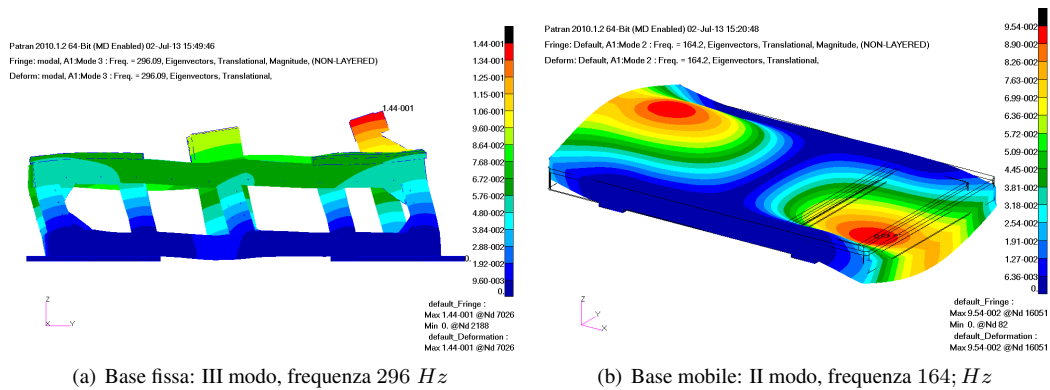


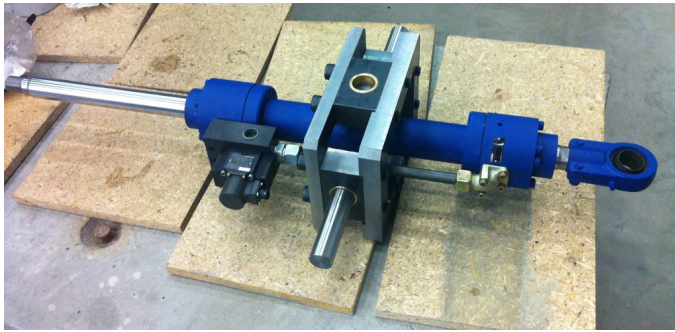
Figura 5: Analisi modale

## 2.2 Sistema di azionamento

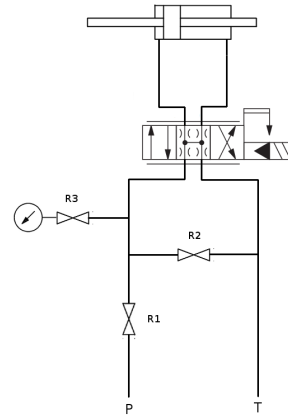
Come già precedentemente accennato e mostrato in figura 2, il sistema è azionato da un attuatore idraulico pilotato da una servovalvola. L'attuatore è un cilindro *Bosch-Rexroth* serie *CGH2* a doppio stelo con corsa pari a  $250 \text{ mm}$ , alesaggio  $50 \text{ mm}$  e diametro pistone  $36 \text{ mm}$ . La servovalvola, anch'essa *Bosch-Rexroth* (serie *4WS.2E*), è a centri aperti ed è caratterizzata da una portata nominale di  $20 \text{ l/min}$  e banda passante attorno a  $100 \text{ Hz}$ . In figura 6(a) è riportata un'immagine del sistema servovalvola/cilindro utilizzato.

La figura 6(b) mostra lo schema idraulico dell'impianto installato sulla macchina; oltre alla servovalvola e al cilindro, sono presenti anche un rubinetto (R1) per il blocco dell'alimentazione, un

rubinetto R2 per il by-pass dell'attuatore e un rubinetto (R3) per la visualizzazione della pressione di alimentazione dell'impianto.



(a) Gruppo installato



(b) Schema del circuito

Figura 6: Gruppo servovalvola/attuatore e schema dell'impianto

Per il dimensionamento del sistema di azionamento, ne sono state valutate le prestazioni dinamiche mediante il noto modello lineare [5]. In base a questo modello, il comportamento della servovalvola nell'intorno di una condizione di funzionamento può essere descritto dalla seguente equazione:

$$\Delta q_L = K_q \Delta x_v - K_c \Delta p_L \quad (1)$$

dove:

$q_L$  è la portata di linea;

$x_v$  è l'apertura della valvola;

$p_L$  è il salto di pressione sull'attuatore;

$K_q = (\partial q_L / \partial x_v)_R$  è il coefficiente (o guadagno) di portata;

$K_c = -(\partial q_L / \partial p_L)_R$  è il coefficiente portata-pressione;

$\Delta$  indica la variazione rispetto alla condizione di funzionamento scelta;

l'indice  $R$  definisce la condizione di funzionamento.

In termini di trasformate di Laplace, la precedente equazione diventa:

$$Q_L = K_q X_v - K_c P_L \quad (2)$$

Per quanto riguarda le camere dell'attuatore e il pistone, trascurando in prima battuta i trafiletti nel cilindro e le forze di attrito, valgono le seguenti equazioni, sempre espresse in termini di trasformate di Laplace:

$$Q_L = A X s + \frac{V_t}{4\epsilon_e} P_L s \quad , \quad P_L A = M X s^2 \quad (3)$$

dove:  $A$  è l'area del pistone;

$X$  è la posizione del pistone;

$V_t$  è il volume totale dell'attuatore;  
 $\varepsilon_e$  è il coefficiente di comprimibilità del fluido.

Dalle equazioni (2) e (3) si ottiene la funzione di trasferimento tra l'apertura della valvola e la posizione del pistone:

$$\frac{X}{X_v} = \frac{\frac{K_q}{A}}{s \left( \frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\zeta_h}{\omega_h} s + 1 \right)} \quad (4)$$

dove:  $\omega_h = \sqrt{\frac{4\varepsilon_e A^2}{V_t M}}$  è la pulsazione propria e  $\zeta_h = \frac{K_c}{A} \sqrt{\frac{\varepsilon_e M}{V_t}}$  è il fattore di smorzamento del sistema servovalvola/attuatore.

I parametri necessari per la definizione della funzione di trasferimento sono stati ricavati dai cataloghi dei singoli componenti. Generalmente, quelli più difficili da determinare sono coefficienti della servovalvola  $K_q$  e  $K_c$ ; per ricavarli, sono state ricostruite in base ai dati di catalogo le curve caratteristiche della servovalvola riportate in figura 7.

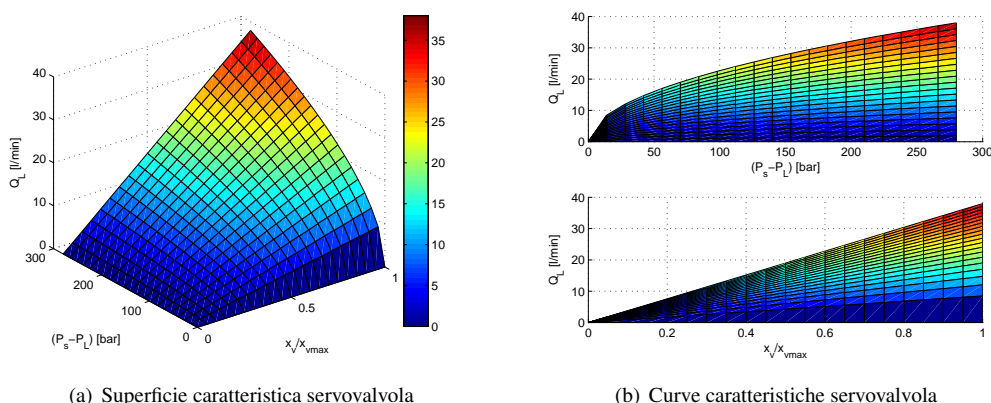


Figura 7: Curve caratteristiche della servovalvola ricostruite dai cataloghi

Introducendo i parametri desunti dai cataloghi nell'espressione della funzione di trasferimento, si è determinato il diagramma di Bode rappresentato in figura 8, in cui si nota che il sistema così configurato ha prestazioni dinamiche tali da garantire la massima frequenza di funzionamento desiderata (10 Hz).

### 2.3 Sistema di controllo

Come già precedentemente accennato, l'attuatore idraulico deve essere comandato in modo da poter assegnare alla base mobile il profilo di accelerazione desiderato; a questo scopo il sistema viene comandato in anello chiuso mediante un opportuno regolatore. Come accennato in precedenza, il sistema è equipaggiato con un potenziometro per la misura della posizione della base mobile.

Per la definizione del sistema di controllo si fa ancora riferimento al modello lineare del sistema; in particolare, si prende in considerazione la funzione di trasferimento definita in (4) e si realizza un

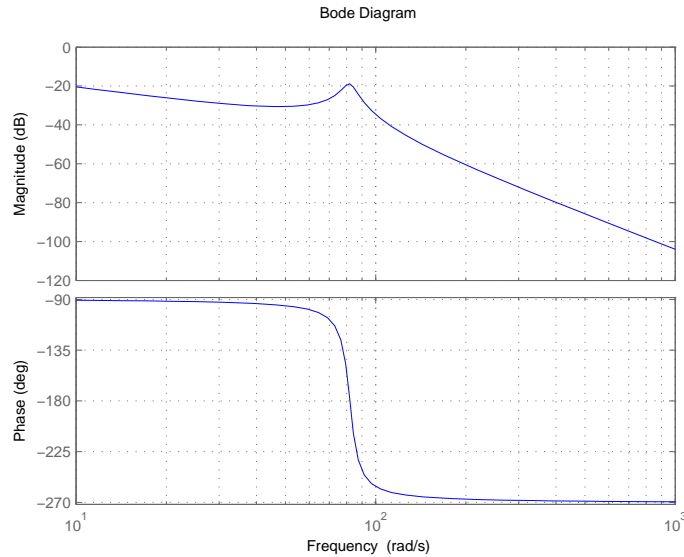


Figura 8: Funzione di trasferimento  $X/X_v$

controllo in anello chiuso di posizione, utilizzando quindi come segnale di retroazione direttamente il segnale proveniente dal potenziometro, come mostrato in figura 9.

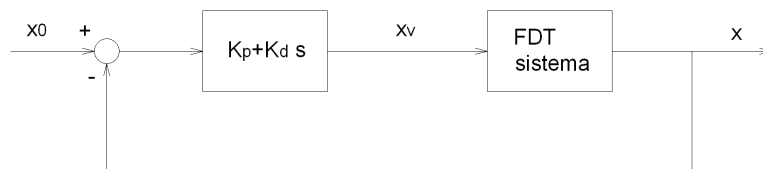


Figura 9: Schema del sistema di controllo

Inoltre, come mostrato in figura 9, il regolatore utilizzato è un proporzionale-derivativo. Per la scelta dei parametri del regolatore si fa riferimento alla posizione dei poli complessi coniugati della funzione di trasferimento in anello chiuso, facendo in modo di avere pulsazione e smorzamento tali da garantire il rispetto delle specifiche di progetto ed essere contemporaneamente in grado di filtrare la presenza di eventuali disturbi sui segnali.

La funzione di trasferimento in anello chiuso ha la seguente espressione:

$$\frac{X}{X_0} = \frac{\frac{K_q}{A} (K_p + K_D s)}{\frac{s^3}{\omega_h} + \frac{2\xi_h}{\omega_h} s^2 + \left( \frac{K_q}{A} K_D + 1 \right) s + \frac{K_q K_p}{A}} \quad (5)$$

### 3 MODELLAZIONE E SIMULAZIONE

Per verificare la correttezza delle scelte effettuate, prima di passare alla fase realizzativa, sono state effettuate delle simulazioni in ambiente *Matlab/Simulink* del sistema. Le simulazioni sono state condotte nel dominio del tempo sulla base di modelli più accurati di quelli lineari presi in considerazione nella fase di scelta dei componenti. In particolare, questi modelli tengono conto del carattere non lineare della servovalvola, della sua configurazione in relata a centri aperti e dei trafileamenti nel cilindro.

Per quanto riguarda la servovalvola si può scrivere:

$$q_L = C_d w (\text{sign}(x_v)U + x_v) \sqrt{\frac{1}{\rho} (p_s - \text{sign}(x_v)p_L)} - C_d w (-\text{sign}(x_v)U - x_v) \sqrt{\frac{1}{\rho} (p_s + \text{sign}(x_v)p_L)} \quad (6)$$

dove:

$U = 0.5 \%x_{vmax}$  rappresenta il ricoprimento negativo del cursore (dato ricavato da catalogo);

$C_d$  è il coefficiente di efflusso;

$w$  è il gradiente di area;

$x_v$  è l'apertura della valvola;

$\rho$  è la densità del fluido;

$p_s$  è la pressione di alimentazione;

Si noti che l'insieme del coefficiente di efflusso  $C_d$  e del gradiente di area  $w$ , possono essere trattati come un unico parametro che lega la portata al salto di pressione, che può essere determinato dai grafici di figura 7.

Per quanto riguarda l'attuatore, scrivendo le equazioni di continuità della portata per entrambe le camere, si può esprimere la portata di linea  $q_L$  come segue [5]:

$$q_L = A\dot{x} + \left( C_{im} + \frac{C_{em}}{2} \right) p_L + \frac{V_t}{4\varepsilon_e} \frac{dp_L}{dt} \quad (7)$$

Sul pistone non vi sono azioni esterne agenti e, visto l'utilizzo di carrelli a ricircolo di sfere, anche le forze di attrito possono essere trascurate; il bilancio delle forze agenti sul pistone porta quindi alla seguente equazione:

$$p_L A = M\ddot{x} \quad (8)$$

dove  $M$  è la massa totale (base mobile più provino) movimentata dall'attuatore. Le equazioni (6), (7) e (8) rappresentano quindi il modello non lineare del sistema servovalvola/attuatore. Per la valutazione delle perdite per trafileamento, si è fatto riferimento a dati presenti in letteratura [5].

A titolo di esempio, le figure 10(a) e 10(b) riportano i risultati ottenuti per una simulazione condotta per la storia temporale dell'accelerazione campione, che fa riferimento ad un evento sismico reale.

Come si può notare dai grafici di figura 10(a), la corrispondenza tra accelerazione desiderata e ottenuta dalla simulazione è buona, con un errore massimo di circa  $0.3 \text{ m/s}^2$  corrispondente a circa il 10% del valore massimo di accelerazione, peraltro limitato solo a pochi istanti.

La figura 10(b) mostra che anche i valori dell'apertura, della portata e del salto di pressione sono adeguati, rimanendo entro i valori consentiti. In particolare, l'apertura non supera mai il valore massimo, la portata rimane entro il valore massimo indicato a catalogo e il salto di pressione non supera mai  $210 \text{ bar}$ , pressione massima dell'impianto che alimenterà la macchina.

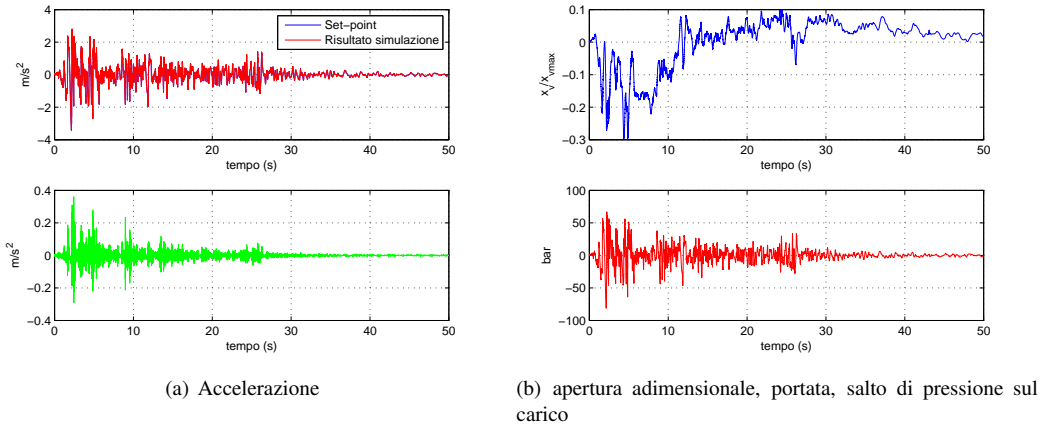


Figura 10: Risultati della simulazione con accelerazione da sisma campione

#### 4 VERIFICHE SPERIMENTALI

Dopo la fase di progettazione, modellazione e simulazione, la tavola vibrante è stata realizzata; la figura 11 mostra il dispositivo.

I primi test effettuati hanno mostrato che la configurazione meccanica del sistema soddisfa le esigenze del progetto: in particolare, grazie ad un allineamento ottimale delle guide lineari e all'utilizzo dei relativi carrelli a ricircolo di sfere, le forze di attrito sono effettivamente trascurabili rispetto ai carichi di tipo inerziale.

Sono attualmente in corso test per la valutazione delle prestazioni dinamiche del sistema sottoponendolo sia a storie temporali di accelerazione provenienti da eventi sismici reali, sia a profili di accelerazione finalizzati alla valutazione delle massime prestazioni ottenibili.



Figura 11: Sistema realizzato

## 5 CONCLUSIONI

Il presente articolo è relativo alla progettazione di una tavola vibrante ad 1 grado di libertà ad azionamento oleodinamico per la simulazione di eventi sismici su componenti e provini di manufatti edili.

Il progetto è stato sviluppato secondo un tipico approccio meccatronico che vede nell'interazione tra le varie parti costituenti il sistema il principale punto di forza per l'ottenimento di elevate prestazioni. In quest'ottica, la fase di progettazione ha riguardato la parte meccanica, il sistema di azionamento oleodinamico e il sistema di controllo.

Per la scelta e la verifica dei componenti, è stato messo a punto un modello del sistema nel suo insieme e sono state eseguite simulazioni che hanno mostrato l'adeguatezza delle scelte effettuate.

Il sistema è stato realizzato e sono in fase di esecuzione i test per la validazione del dispositivo sia dal punto di vista delle funzionalità che valutazione della funzionalità che delle prestazioni dinamiche ottenibili.

### Riferimenti bibliografici

- [1] Thulin Jr., F.A., "Shaker for seismic testing," in *Proceedings of the 1985 Pressure Vessels and Piping Conference. Piping, Feedwater Heater Operation, and Pumps.* (71-76, New Orleans, 1985), LA, USA.
- [2] Eunjong Yu, Daniel H. Whang, Joel P. Conte, Jonathan P. Stewart and John W. Wallace, "Forced vibration testing of buildings using the linear shaker seismic simulation (LSSS) testing method", *Earthquake Engineering and Structural Dynamics* 2005; 34:737-761.
- [3] D.P. Newell, H. Dai, M.K. Sain, P. Quast, B.F. Spencer Jr., "Nonlinear Modeling and Control of a Hydraulic Seismic Simulator", *Proceedings American Control Conference*, Pages 801-805, June 1995
- [4] UNI, UNI EN 1998-1, "Eurocodice 8 - Progettazione delle strutture per la resistenza sismica - Parte 1: Regole generali, azioni sismiche e regole per gli edifici" (2005)
- [5] Merrit, H., *Hydraulic control systems*, John Wiley & Sons, (1967)