

UNA raccolta di scritti inediti sullo stretto e fecondo ma poco conosciuto e sovente frainteso rapporto tra arte e alchimia: una relazione che dal passato si è protratta con continuità fino ai giorni nostri.

*Il Surrealismo
giunge alla sua
quinta fase ermetica.*

*In alchimia, la coda del Pavone,
vale a dire Iris, è anche la quinta fase del
colore. Essa simboleggia la purificazione
e la moltiplicazione. Ne abbiamo
tappezzato le nostre pareti.*

ANDRÉ BRETON

LIRE 18.000



Edizioni per la Conservazione
materiale usato per questa pubblicazione
più idoneo per la conservazione nel tempo

ISBN 88-7778-057-6



9 788877 780577



scrib

N. 1120-1819

M. CALVESI • A. RUSSO • M. BUSSAGLI • G. GNOZZI • C. CRESCENTINI • F. COTANA - F. ROSSI - L. SANTARI

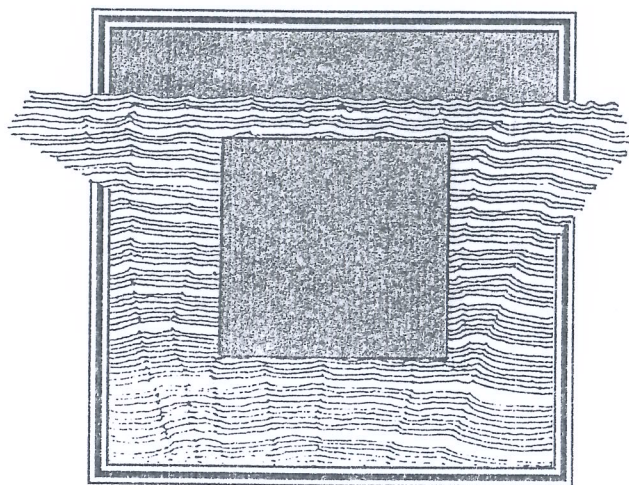
ARTE E ALCHIMIA

33/34

M. CALVESI • A. RUSSO • M. BUSSAGLI • G. GNOZZI
C. CRESCENTINI • F. COTANA - F. ROSSI - L. SANTARI

ARTE E ALCHIMIA

CONSERVAZIONE E TRASMUTAZIONE



33/34

EDIZIONI PER LA

CONSERVAZIONE



scrib

CONTROLLO ATTIVO DELLE VIBRAZIONI NEL TRASPORTO DELLE OPERE D'ARTE

di Franco Cotana, Federico Rossi, Luciano Santarpia

INTRODUZIONE

È sempre più frequente il trasporto di opere d'arte per esposizioni, mostre, restauri eccetera; tali opere subiscono nel trasporto stress di tipo termo-igrometrico e sollecitazioni meccaniche prodotte dalle vibrazioni. L'effetto dannoso delle vibrazioni viene comunemente contrastato impiegando sistemi di tipo passivo, quali particolari procedure di imballaggio con opportuni ammortizzatori. È qui proposto un nuovo sistema di tipo attivo che, aggiunto ai sistemi tradizionali di tipo passivo, può migliorare l'isolamento meccanico e la sicurezza delle opere d'arte durante il loro trasporto: una piastra di metallo costituisce il piano di appoggio dell'opera d'arte; sulla piastra viene fissato un trasduttore che induce delle vibrazioni controllate sulla piastra stessa. Un accelerometro posto sulla struttura vibrante rileva le vibrazioni trasmesse alla piastra di appoggio; un dispositivo di controllo consente di pilotare il trasduttore in funzione del segnale proveniente dall'accelerometro in modo tale da produrre sulla piastra vibrazioni di uguale ampiezza, ma di fase opposta a quelle naturalmente indotte per effetto del trasporto; si ottiene così una notevole attenuazione delle vibrazioni complessive trasmesse all'opera d'arte. Il dispositivo di controllo è costituito da una scheda di acquisizione dei dati che colloquia con un elaboratore elettronico; un programma appositamente compilato consente di effettuare in tempo reale le seguenti operazioni sul segnale proveniente dal sensore: inversione di polarità; sfasamento in funzione della frequenza in modo da compensare il ritardo dovuto ai tempi di calcolo e di conversione; controllo automatico del guadagno in funzione dell'ampiezza del segnale del sensore. Infine, un amplificatore fornisce la potenza necessaria per pilotare il trasduttore.

CONSERVAZIONE 33/34 • ARTE E ALCHIMIA

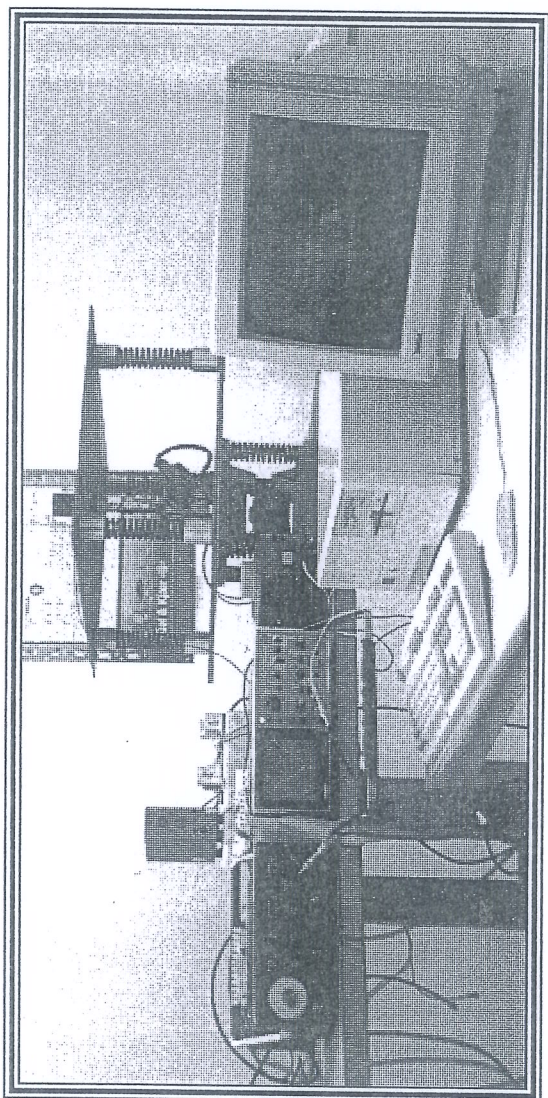


Fig. 1: vista d'insieme dell'apparato sperimentale.

APPARATO SPERIMENTALE

Nella figura 1 si riporta la fotografia del sistema di controllo attivo delle vibrazioni costituito presso i laboratori di Fisica Tecnica dell'Istituto di Energetica dell'Università di Perugia.

L'apparato sperimentale è costituito da tre componenti distinti: il vibratore elettrodinamico; il sistema antivibrante; e il sistema di controllo. Uno schema a blocchi del sistema è riportato nella figura 2.

VIBRATORE ELETTRODINAMICO

Lo scopo del vibratore elettrodinamico è di simulare le condizioni cui è sottoposta un'opera d'arte durante il trasporto. Grazie a un dispositivo di comando (vedi figura 2) è possibile modificare le caratteristiche delle vibrazioni generate dal vibratore. I valori tipici di tali caratteristiche sono riportati nella tabella 1.

Massa sollecitata [Kg]	Ampiezza massima della vibrazioni [mm]	Accelerazione massima [g]
5	5.5	3.5
20	4	3
50	1.8	2.2

Tab. 1: caratteristiche tecniche del vibratore elettrodinamico al variare della massa che viene messa in vibrazione.

SISTEMA ANTIVIBRANTE

Il sistema antivibrante è costituito da due piastre metalliche separate mediante quattro molle uguali; la piastra inferiore viene fissata in modo solidale al piano in cui sono presenti le vibrazioni indesiderate, mentre la piastra superiore costituisce la base di appoggio per l'opera d'arte (vedi figura 3). In corrispondenza dei centri delle due piastre è stato applicato il trasduttore di controllo che induce delle vibrazioni controllate sulla piastra.

Il trasduttore di controllo è un sistema meccanico costituito da un'asta scorrevole fissata in un'apposita guida e da un motore elettrico a corrente continua che garantisce i movimenti del pistone per mezzo di un demoltiplicatore meccanico. Il sistema consente di trasformare il moto rotatorio dell'asse del motore in moto alternativo (vedi figura 4).

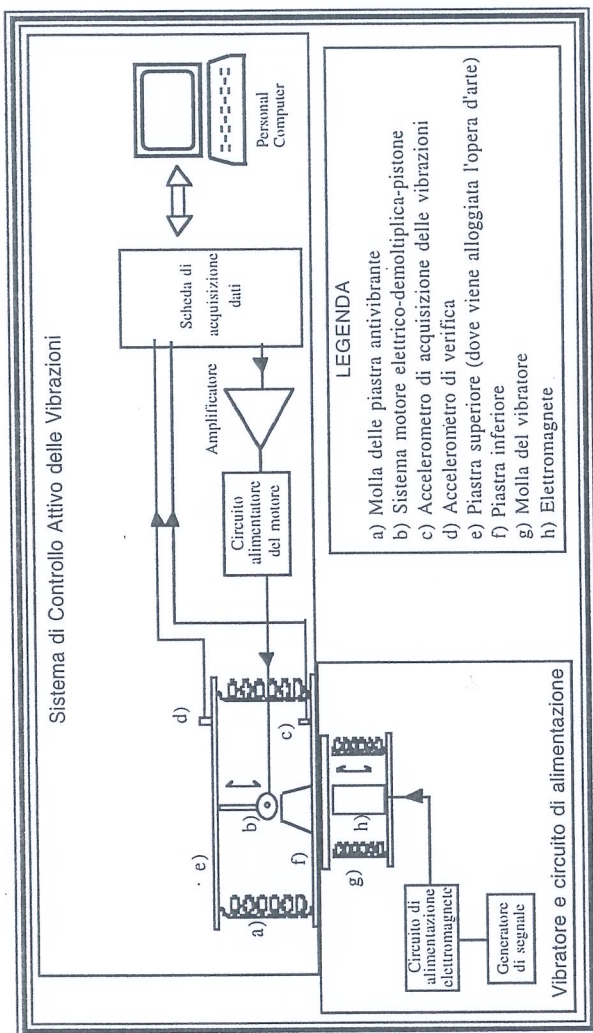


Fig. 2: schema a blocchi dell'apparato sperimentale.

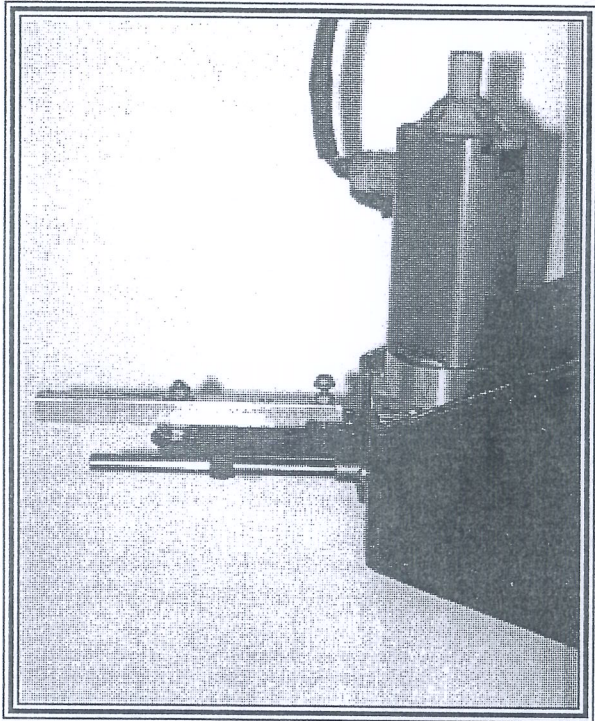


Fig. 4: particolare del motore elettrico e del sistema di conversione del moto rotatorio in moto alternativo.

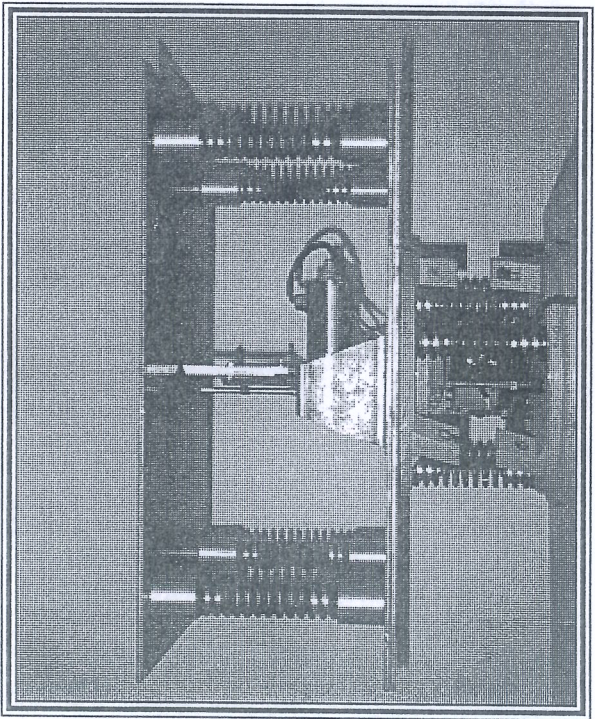


Fig. 3: vista del vibratore con sopra il piano di appoggio per le opere d'arte.

Sulla superficie della piastra superiore è stato ancorato un accelerometro che produce una tensione proporzionale all'accelerazione cui è sottoposta la piastra.

SISTEMA DI CONTROLLO

Il sistema di controllo è costituito da una scheda di acquisizione dati AD/DA e da un elaboratore con un 486 Dx 33Mhz. Il segnale elettrico (segnale errore) prodotto dall'accelerometro posto sulla lastra superiore del sistema antivibrante (vedi paragrafo *Sistema antivibrante*) viene inviato alla scheda di acquisizione che trasferisce i dati all'elaboratore: un programma, appositamente realizzato, gestisce l'acquisizione del segnale, lo elabora e produce ai capi della scheda di conversione un nuovo segnale per il controllo del trasduttore.

Le elaborazioni in ordine temporale, effettuate sul segnale dell'accelerometro, sono le seguenti:

- conversione da segnale analogico in segnale digitale;
- tripla integrazione rispetto al tempo; consente di trasformare il segnale proporzionale all'accelerazione in un segnale proporzionale all'integrale dello spostamento;
- sfasamento; consente di produrre uno sfasamento sul segnale con lo scopo di compensare i ritardi dovuti alle elaborazioni e alle inerzie meccaniche dei seguenti componenti: accelerometro e trasduttore di controllo;
- amplificazione con guadagno variabile; consente, istante per istante, di mantenere il segnale di controllo proporzionale all'ampiezza delle vibrazioni della piastra;
- conversione del segnale digitale in segnale analogico.

Il segnale che esce dalla scheda di conversione viene inviato a un amplificatore di potenza, appositamente realizzato, che fornisce l'energia necessaria per l'alimentazione del trasduttore.

MODELLO DEL SISTEMA FISICO

Il comportamento del sistema fisico –costituito dal dispositivo di controllo, dall'opera d'arte, dalle piastre, dalle quattro molle e dal trasduttore di controllo– può

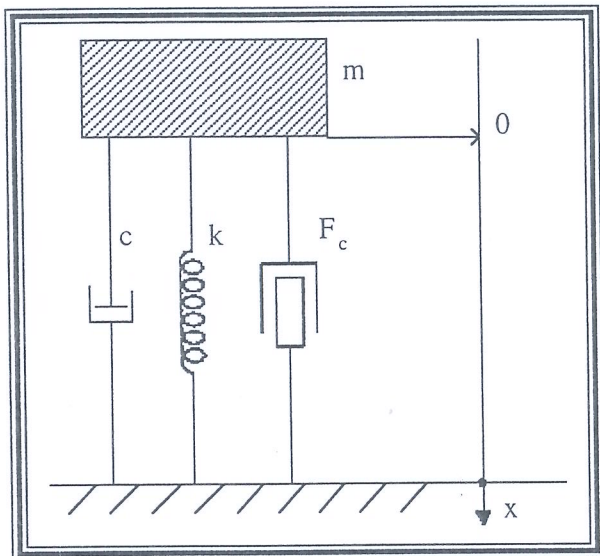


Fig. 5: modello del sistema fisico e sistema di riferimento.

essere descritto mediante un'equazione differenziale la cui soluzione fornisce lo spostamento della piastra in funzione dei parametri fisici del sistema. Con riferimento allo schema riportato in figura 5 si ha:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + Kx = P - F_c \quad (1)$$

dove:

m = somma delle masse della piastra metallica superiore e del carico [Kg];

K = somma delle costanti di elasticità delle quattro molle [N/m];

c = costante di attrito viscoso [Ns/m];

P = sollecitazione impressa [];

F_c = forza di controllo esercitata dal pistone e applicata al centro della lastra superiore [N];

x = variabile spostamento, orientata come mostrato nella figura 5 [m].

67

La relazione (1) vale se sono verificate le seguenti ipotesi:

- α) gli spostamenti della lastra superiore rispetto a quella inferiore sono puramente traslatori: il piano superiore rimane parallelo a quello inferiore;
- β) il baricentro del sistema opera d'arte-lastra di appoggio coincide con l'ortocentro geometrico della lastra.

L'ipotesi α è verificata in quanto il vibratore produce spostamenti che hanno un sola componente ortogonale al piano di appoggio; l'ipotesi β viene soddisfatta posizionando in modo opportuno l'opera d'arte sopra il piano di appoggio.

In assenza della forza F_c e imponendo che la sollecitazione P ha un'andamento a gradino, la soluzione dell'equazione (1) è fornita da:

$$x(t) = \frac{P}{m\omega_n^2} + \frac{P}{m\omega_n^2} e^{-(c/c_c)\omega_n t} \sin(\omega_d t - \theta_1) \quad (2)$$

dove:

$\omega_n = \sqrt{K/m}$ = pulsazione naturale non smorzata [rad/sec.];

$c_c = 2m$;

$\omega_d = \omega_n \sqrt{1 - (c/c_c)^2}$ = pulsazione naturale smorzata [rad/sec.];

c/c_c = frazione dello smorzamento critico;
 $c_c = 2m\omega_n$ = smorzamento critico;

$$\theta_1 = atn \frac{\sqrt{1 - (c/c_c)^2}}{-c/c_c}$$

Sulla base dell'equazione (2) la massa m , quando t tende all'infinito, assume una nuova posizione determinata dal valore $P/(m\omega_n^2)$; tale valore può essere ricondotto a zero con l'introduzione di un dispositivo di controllo (attuatore) nel sistema di isolamento meccanico.

Il dispositivo di controllo produce una forza F_c proporzionale all'integrale dello spostamento.

Sulla base di quanto è stato esposto, l'equazione di moto del sistema diventa:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + Kx + G \int x \cdot dt = P \quad (3)$$

dove G rappresenta il guadagno di controllo.

Dimensionando opportunamente il valore di G si rende nullo $x(t)$ dopo un transitorio di smorzamento; $x(t)$ viene valutato in un riferimento inerziale solidale al terreno.

L'accelerometro fornisce un segnale di uscita con queste caratteristiche:

$$V = A \frac{d^2 x}{dt^2} \quad (3)$$

dove:

V = tensione ai capi dell'accelerometro [V];

A = costante dell'accelerometro [V s²/m].

L'accelerazione, espressa nella (3) come derivata a seconda dello spostamento rispetto al tempo, è definita in un riferimento solidale alla terra e, pertanto, soddisfa la condizione citata in precedenza.

Il comportamento del trasduttore può essere descritto dalla seguente relazione: il motore elettrico produce un moto alternativo del pistone con una velocità che è funzione della tensione $V_c(t)$ e del rapporto di trasmissione del demoltiplicatore meccanico.

La forza prodotta dal sistema motore-pistone si può esprimere mediante la seguente relazione:

$$F_c = m \cdot R \cdot \frac{dV_c(t)}{dt} \quad (4)$$

F_c = forza prodotta dal sistema motore-pistone [N];
 m = massa dell'opera d'arte e della lastra di appoggio [Kg];

R = prodotto del rapporto di trasmissione della demoltiplica meccanica per una costante tipica del particolare motore usato [Kg/sV];

$V_c(t)$ = tensione di controllo applicata al motore [V].

Nel programma utilizzato dal calcolatore sono state inserite tutte le relazioni analitiche che regolano il comportamento di ogni singolo componente; sulla loro base vengono effettuate le elaborazioni 1), 2), 3), 4) e 5) di APPARATO SPERIMENTALE (vedi *supra*).

DIMENSIONAMENTO DEI COMPONENTI DEL SISTEMA

Allo scopo di dimensionare i componenti del sistema si formulano le seguenti specifiche di progetto:

- corsa massima (della piastra superiore rispetto a quella inferiore solidale al mezzo di trasporto)
 $L_{max} = 0.04m$;
- frequenza massima di controllo $F_{max} = 10 Hz$;
- forza peso massimo applicabile sopra la piastra 200N;
- dimensioni massime dell'oggetto da trasportare
 $0.30 \times 0.30 \times 0.40 m$.

PIASTRA

Le dimensioni della piastra sono state scelte in funzione della stabilità, pertanto, si è imposto che l'oggetto sia contenuto completamente all'interno della piastra a 10 cm dal bordo.

Lo spessore è stato scelto in modo da garantire la necessaria rigidità del piano; inoltre, esso deve altresì garantire un peso tale affinché la frequenza propria del sistema molla-piastra sia superiore al campo delle frequenze di controllo.

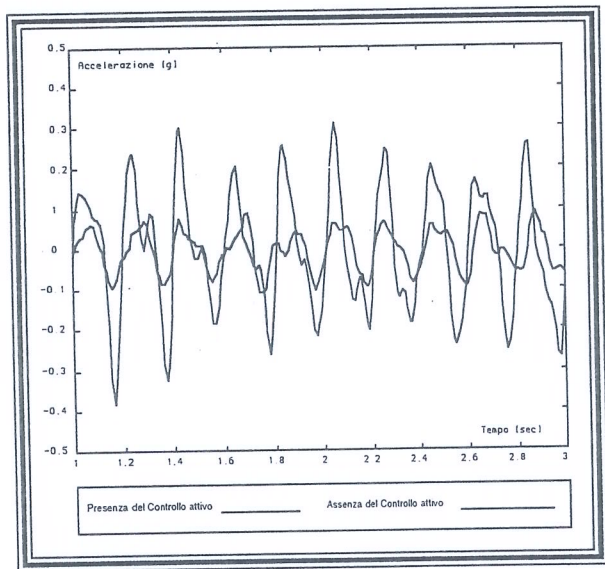


Fig. 6: andamento temporale dell'accelerazione trasmessa all'opera d'arte quando il sistema è sottoposto a una sollecitazione con frequenza pari a 5 Hz in presenza e in assenza di controllo attivo.

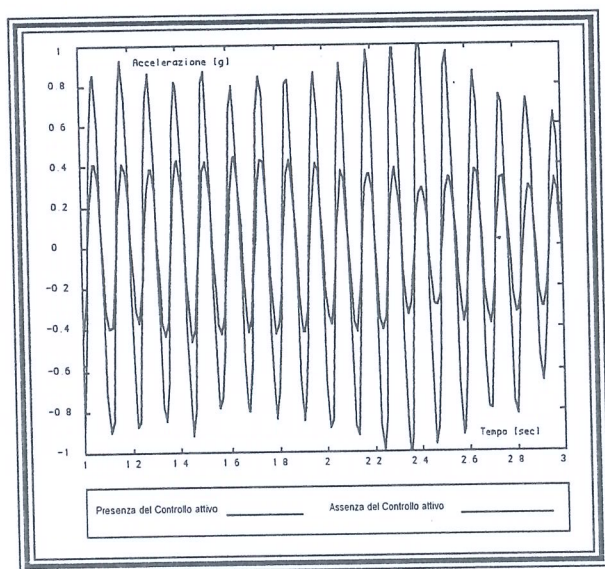


Fig. 7: andamento temporale dell'accelerazione trasmessa all'opera d'arte quando il sistema è sottoposto ad una sollecitazione con frequenza pari a 8 Hz in presenza ed in assenza di controllo attivo.

Le dimensioni della piastra superiore sono state fissate pari a $0.5 \times 0.5 \times 0.002$ m.

La densità del materiale che costituisce le molle è circa pari a $d = 9800$ [Kg/m³]; il peso della piastra è circa 5Kg.

SMORZATORE

Per questo scopo si sfrutta il fenomeno di attrito fra l'asta scorrevole e un opportuno freno installato in modo solidale con la piastra inferiore. Tale dispositivo è caratterizzato da un coefficiente di attrito $c = 10$ [Ns/m].

MOLLE

Le molle sono state scelte in modo da garantire le seguenti prestazioni:

- frequenza di risonanza del sistema pari circa a 12Hz; per frequenze superiori a tale valore l'attenuazione delle vibrazioni può essere conseguita mediante sistemi tradizionali;
- corsa massima pari a 0.04m nell'intervallo di frequenza 0-10Hz e per ogni condizione di carico.

Sulla base di quanto esposto, alla espressione di ω_0 , e alla relazione $K = 4 \cdot K_x$ dove K è la costante elastica totale delle quattro molle, si ottiene il valore della costante elastica di ognuna delle quattro molle $k_x = 3.7 \cdot 10^4$ [N/m].

TRASDUTTORE

Assegnato il meccanismo di moto da rotatorio a traslatorio, occorre determinare la potenza del motore. A tale scopo si fa riferimento alle condizioni di moto per le quali il sistema di controllo richiede la massima potenza: si impone che la velocità massima dell'asta è quella massima relativa al moto oscillatorio libero del sistema.

La soluzione della (1) quando $P = 0$ e $F_c = 0$ assume la forma:

$$x(t) = X_0 \sin \sqrt{\frac{k}{m}} t \quad (5)$$

dove $X_0 = L_{max} / 2$.

La velocità massima si ottiene massimizzando la derivata della (5): $v_{max} = X_0(k/m)^{0.5} = 1.53$ m/s.

L'energia necessaria per sollevare la massa di 25Kg di 0.04m nel campo gravitazionale terrestre risulta $E = m g L_{max} = 10$ Joule.

La potenza necessaria si ricava valutando il tempo necessario per compiere la corsa L_{max} alla velocità massima v_{max} : da cui risulta $P = E/(L_{max}/v_{max}) = 380$ W.

RISULTATI SPERIMENTALI

Le verifiche sperimentali sono state effettuate con l'intento di valutare l'attenuazione delle vibrazioni introdotta dal sistema di controllo attivo; a tale scopo il sistema è stato sollecitato mediante il vibratore (vedi figura 2) con stimoli di diversa frequenza nell'intervallo 0-10 Hz.

In tale modo è stato possibile valutare la dipendenza dell'attenuazione dalla frequenza dello stimolo. La misura delle vibrazioni è stata effettuata mediante l'accelerometro di verifica (vedi figura 2) avente una sensibilità pari a 10V/g (dove g è l'accelerazione di gravità; $g = 9.8$ m/s²).

Come misura della sollecitazione meccanica viene rappresentata l'accelerazione, poiché elevati valori di questa grandezza fisica producono sull'opera d'arte distaccamenti superficiali di materiale, invecchiamento precoce delle strutture e, perfino, sgretolamento dell'intera opera. Sicché, i risultati delle misure sono rappresentati mediante grafici in cui si riporta l'andamento temporale della accelerazione globalmente trasmessa all'opera d'arte.

Nella figura 6 sono riportati due andamenti della accelerazione trasmessa all'opera in presenza e in assenza di controllo attivo quando il sistema è sollecitato con uno stimolo a 5 Hz.

Nella figura 7 sono riportati due andamenti della accelerazione trasmessa all'opera in presenza e in assenza di controllo attivo quando il sistema è sollecitato con uno stimolo a 8 Hz. Osservando tali andamenti, l'ampiezza massima delle vibrazioni risulta ridotta circa alla metà quando il controllo attivo viene posto in funzione.

Nella tabella 2 sono inoltre riportati, per varie frequenze, i valori numerici delle accelerazioni massime trasmesse all'opera d'arte con il sistema di controllo attivo acceso e con il sistema spento.

Frequenza [Hz]	Accelerazione massima trasmessa all'opera d'arte [g]		Riduzione [%]
	Controllo spento	Controllo acceso	
3.5	0.54	0.23	57
5.0	0.31	0.18	42
8.0	1.00	0.43	57
9.5	0.28	0.12	57

Tab. 2: riduzione dell'ampiezza massima delle accelerazioni introdotta dal sistema di controllo per diverse frequenze.

CONCLUSIONI

I tradizionali sistemi passivi impiegati per la riduzione delle sollecitazioni meccaniche trasmesse alle opere d'arte durante il trasporto (imballaggi, sospensioni ecc.) sono efficaci in un intervallo di frequenze delimitate inferiormente dalla frequenza di risonanza del sistema. L'efficacia di tali sistemi è modesta proprio per quelle frequenze che più contribuiscono al degrado delle opere d'arte.

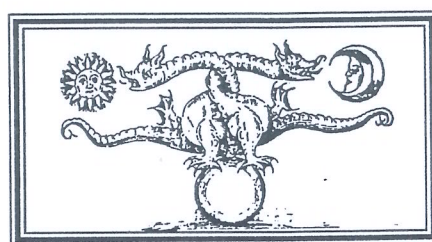
È stato proposto qui un nuovo sistema che consente l'attenuazione delle vibrazioni a frequenze inferiori a quella di risonanza; il contemporaneo impiego del sistema proposto e di un sistema tradizionale consente, quindi, l'attenuazione delle sollecitazioni in un ampio intervallo di frequenze.

Il principio di funzionamento del sistema è basato sulla tecnica del controllo attivo: una lastra metallica sospesa sopra quattro molle costituisce il piano di appoggio per l'opera d'arte; un trasduttore elettromeccanico induce alla lastra vibrazioni di pari ampiezza ma di fase opposta a quelle ivi indotte per effetto del trasporto: il risultato è una notevole riduzione delle vibrazioni complessivamente trasmesse all'opera d'arte.

Le prove sperimentali mostrano che il sistema proposto produce l'attenuazione delle vibrazioni nell'intervallo di frequenze compreso tra 1-12Hz; la riduzione dell'ampiezza delle vibrazioni risulta circa del cinquanta per cento.

BIBLIOGRAFIA

- UGO BALDINI - CLAUDIO CANEVA - MARIA ELISA MICHELI, *La sicurezza del trasporto delle opere d'arte con i metodi di controllo non distruttivo*, Istituto Centrale per il Restauro, 2ª Conferenza Internazionale sulle Prove non Distruttive, 17-20 aprile 1988, Perugia.
- BRÜEL & KJÆR, *Manuale per l'uso di apparecchiature di misura delle strutture vibranti*.
- CYRIL HARRIS, *Shock and Vibration Handbook*, McGraw-Hill Book Company, 1976.
- 74 —, *Manuale di controllo del rumore*, Tecniche Nuove, 1992.
- S.H. HAYEK - A.E. SCHWENK, *Active Control of Automobile Two-stage Suspension System-half Car Model*, Seconda Conferenza - *Recent Advances in Active Control of Sound and Vibration*, 28-30 aprile 1993, Virginia.
- PAUL C. KRAUSE - OLEG WASYNCZUK, *Electromechanical Motion Devices*, McGraw-Hill Book, 1992.
- BENJAMIN J. KUO, *Automatic Control System*, Prentice-Hall International Editions, 1991.
- JACOB MILLMAN - ARVIN GRABEL, *Microelectronics*, McGraw-Hill International Edition, 1988.
- LUIGI OLIVIERI - EDOARDO RAVELLI, *Macchine Elettriche*, Cedam Edizioni.
- OPPENHEIM SCHAFFER, *Elaborazione numerica dei segnali*, Franco Angeli, 1988.
- SAM SHANMUGAM, *Digital and Analogic Comunication System*, John Wikley., 1985.
- NATHAN STOLOW, *Standards for the Care of Works of Art in Transit*, London Conference on Museum Climatology, The International Institute for Conservation.



E. ASHMOLE, *Theatrum chemicum britannicum*,
Inghilterra, secolo XVII.

