

CONTROLLO ATTIVO DELLA DINAMICA DEI ROTORI MEDIANTE ATTUATORI PIEZOELETTRICI

C. Carmignani*, P. Forte*, E. Rustighi

**Dipartimento di Ingegneria Meccanica, Nucleare e della Produzione, Università di Pisa,
Facoltà di Ingegneria, Via Diotisalvi 2, 56126 PISA*

E-mail: carmi@ing.unipi.it, p.forte@ing.unipi.it, erustighi@tiscalinet.it

SOMMARIO

Questo lavoro presenta lo sviluppo di un cuscinetto idrodinamico attivo costituito da un alloggiamento mobile montato su attuatori piezoelettrici. Il dispositivo è stato interfacciato al banco prova "Rotor Kit" della Bently Nevada e posizionato in prossimità di uno dei due cuscinetti che supportano l'albero. Imponendo uno spostamento armonico al cuscinetto mobile, in due direzioni ortogonali, può essere generata una forza rotante, e quindi un momento raddrizzante sull'albero, tale da ridurre la freccia dovuta allo sbilanciamento. Le prime esperienze sono state incoraggianti, confermando i risultati ottenuti dalla simulazione numerica.

ABSTRACT

This work summarises the development of an adaptive hydrodynamic bearing made of a mobile housing mounted on piezoelectric actuators. The device was fitted for the Bently Nevada testing bench "Rotor-Kit" and is placed near one of the two bearing supporting the shaft. Imposing a harmonic displacement on the mobile bearings, in two orthogonal directions, a rotating force, and hence a correcting moment, can be produced on the shaft such as to reduce the bending caused by the unbalance. The first tests carried out are encouraging and experimental results agree with the performed numerical simulation.

INTRODUZIONE

Le forze di sbilanciamento sono la sorgente principale di vibrazione nelle macchine rotanti, ma un bilanciamento perfetto è quasi impossibile e comunque molto costoso. Inoltre la distribuzione dello sbilanciamento può cambiare nel tempo, a causa dell'usura o delle deposizioni a cui sono soggette tutte le macchine. La metodologia più comune per contrastare gli sbilanciamenti è quella di incrementare lo smorzamento per assorbire maggiore energia dinamica. In molti casi però, per ottenere determinate prestazioni del rotore in un ampio intervallo di velocità, non è sufficiente l'uso di elementi passivi (assorbitori e smorzatori) e/o l'ottimizzazione dei parametri progettuali ed è necessario ricorrere ad elementi attivi. Il vantaggio principale del controllo attivo rispetto a quello passivo è proprio la sua versatilità nell'adeguarsi ad una miriade di condizioni di carico e configurazioni della macchina. Inoltre il sistema di controllo interviene solo se necessario, provvedendo a modificare solo alcuni parametri del sistema. L'uso di uno smorzatore passivo comporta invece una continua dissipazione di energia durante il funzionamento della macchina con una conseguente diminuzione di rendimento.

Attualmente soprattutto i cuscinetti magnetici sono usati come attuatori per realizzare un controllo attivo, ma il loro utilizzo in campo industriale è tuttora ridotto soprattutto a causa della bassa rigidità e della necessità di un cuscinetto tradizionale di sicurezza. Molti articoli reperibili nella letteratura tecnica descrivono controlli attivi realizzati anche con altri tipi di attuatori, pneumatici, idraulici, elettroidraulici [1-4], e con generatori di forza a correnti indotte, ma nessuna di queste metodologie ha mostrato una notevole superiorità sulle altre. L'uso di attuatori piezoelettrici come smorzatori attivi delle vibrazioni di macchine rotanti è stato preso in esame in passato [5, 6]. In particolare sono state condotte esperienze su rotori montati su due cuscinetti volventi, ciascuno dei quali sostenuto radialmente da quattro attuatori piezoelettrici fissati allo statore con l'interposizione di tamponi in elastomero. Nonostante i risultati promettenti, la loro applicazione al controllo della dinamica dei rotori non ha avuto seguito ed è stata solo ipotizzata, nell'equilibratura attiva di rotori rigidi, in qualche lavoro teorico [7,8]. Il recente notevole sviluppo tecnologico e la maggiore disponibilità ha fatto però registrare un rinnovato interesse per il loro utilizzo nel controllo delle vibrazioni in generale.

L'obiettivo di questo lavoro è stato fondamentalmente quello di realizzare un'attrezzatura per sperimentare il controllo attivo delle vibrazioni nella dinamica dei rotori con una tecnica innovativa, e dimostrare così la possibilità di utilizzare supporti alternativi ai tuttora costosi cuscinetti magnetici. In particolare si è voluto dimostrare la possibilità di ridurre, entro livelli accettabili, l'ampiezza delle vibrazioni di un rotore flessibile affetto da squilibrio statico tramite un cuscinetto idrodinamico reso attivo tramite un controllo ad alta frequenza. Il cuscinetto è costituito da un alloggiamento mobile sul quale agiscono due attuatori piezoelettrici, disposti a 90° in un piano normale all'asse dell'albero, esercitando due forze sinusoidali opportunamente sfasate in maniera tale da produrre una risultante rotante ad effetto bilanciante o, in alternativa, smorzante. Il supporto attivo è posizionato in prossimità di uno dei due cuscinetti convenzionali che sostengono l'albero, così da generare un momento raddrizzante ad un'estremità dell'albero stesso. Il dispositivo è stato interfacciato al banco prova "Rotor Kit" della Bently Nevada (v. fig.1) che pur di dimensioni ridotte (775x150x340 mm) permette di simulare il comportamento di grandi macchine rotanti.

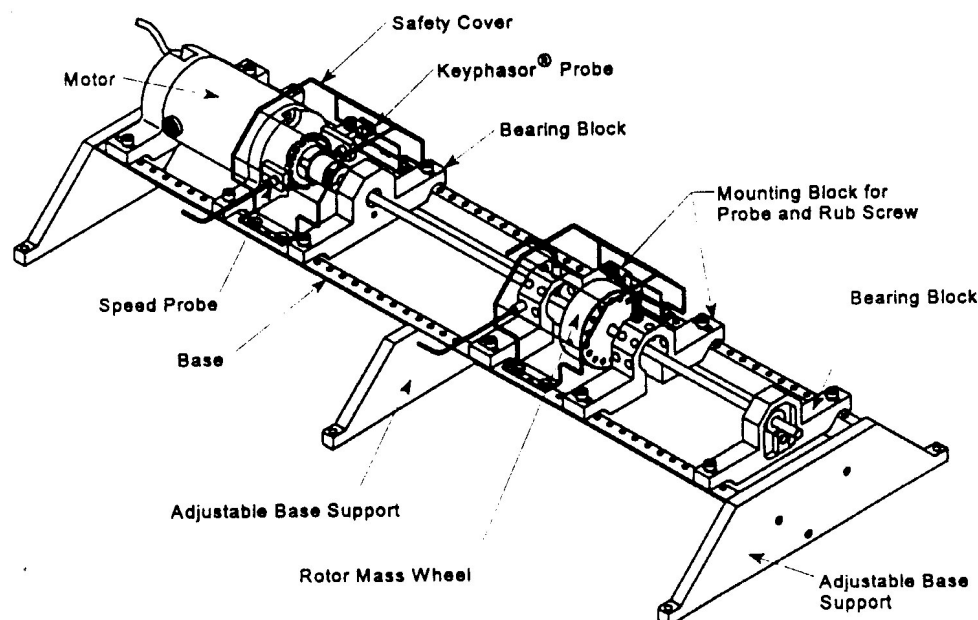


Figura 1 – Il "Rotor Kit" della Bently Nevada

La tecnica di controllo che si è pensato di adottare è di tipo periodico "feedforward", a compensazione del disturbo che ha il vantaggio di non comportare modifiche nelle

caratteristiche dell'anello controllato e dunque neppure i problemi di instabilità che si hanno nel retroazionare un sistema [9,10].

STUDIO DI FATTIBILITÀ

L'analisi di fattibilità del controllo è stata fatta eseguendo una simulazione del sistema controllato. Facendo riferimento alla struttura del Rotor Kit, si è definito un modello del sistema costituito da un albero flessibile con massa concentrata in mezzzeria supportato agli estremi da due cuscinetti fissi orientabili. Il rotore è inoltre supportato, come si vede in fig. 2, da un cuscinetto idrodinamico mobile: il cuscinetto attivo.

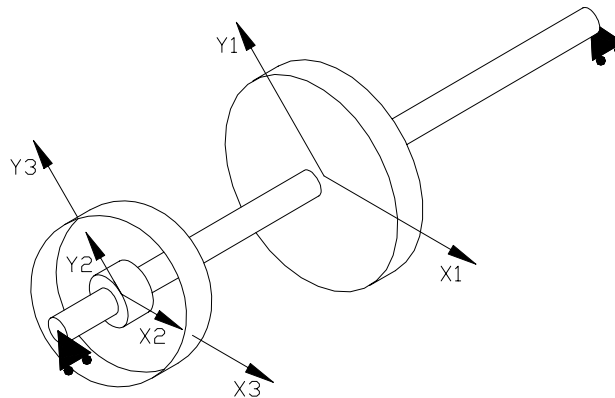


Figura 2 – Modello del sistema rotore/cuscinetto mobile

Si definiscono x_1 e y_1 le coordinate della massa, x_2 e y_2 le coordinate del perno e x_3 e y_3 le coordinate della sede. Lo smorzamento strutturale e aerodinamico, c , è stato introdotto solo per evitare transitori infiniti laddove lo smorzamento del cuscinetto idrodinamico non è sufficiente. Le equazioni di equilibrio tra le forze d'inerzia e le reazioni elastiche dell'albero e tra le reazioni elastiche dell'albero e quelle del cuscinetto [11] sono dunque:

$$\begin{aligned}
 m\ddot{x}_1 + c\dot{x}_1 + k_{11}x_1 + k_{12}x_2 &= F_{cx} \\
 m\ddot{y}_1 + c\dot{y}_1 + k_{11}y_1 + k_{12}y_2 &= F_{cy}
 \end{aligned} \tag{1}$$

$$\begin{bmatrix} c_{xx} & c_{xy} \\ c_{yx} & c_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x}_2 - \dot{x}_3 \\ \dot{y}_2 - \dot{y}_3 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_{xx} & k_{xy} \\ k_{yx} & k_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_2 - x_3 \\ y_2 - y_3 \end{Bmatrix} = - \begin{bmatrix} k_{21} & 0 \\ 0 & k_{21} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ y_1 \end{Bmatrix} - \begin{bmatrix} k_{22} & 0 \\ 0 & k_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_2 \\ y_2 \end{Bmatrix}$$

avendo indicato con m la massa concentrata, con F_{cx} e F_{cy} le componenti della forza centrifuga, con c_{xx} , c_{xy} , c_{yx} e c_{yy} i coefficienti di smorzamento linearizzati del cuscinetto idrodinamico, con k_{xx} , k_{xy} , k_{yx} e k_{yy} le costanti elastiche linearizzate del cuscinetto idrodinamico, e con k_{11} , k_{12} , k_{21} e k_{22} le rigidità dell'albero. I coefficienti linearizzati del cuscinetto sono stati ottenuti con le equazioni di cuscinetto corto di Ocvirk [12], le rigidità dell'albero sono state invece determinate facendo ricorso ad un programma di calcolo agli elementi finiti.

Si sono dunque ricavate le matrici delle equazioni di stato (2) per eseguire in ambiente Matlab le analisi di controllabilità e osservabilità (il sistema è risultato osservabile e controllabile). È stato inoltre possibile effettuare facilmente un'analisi di stabilità (il sistema è risultato stabile nel campo di velocità del "Rotor Kit").

$$\begin{Bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{y}_1 \\ \ddot{x}_1 \\ \ddot{y}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{y}_2 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\frac{k_{11}}{m} & 0 & -\frac{c}{m} & 0 & -\frac{k_{12}}{m} & 0 \\ 0 & -\frac{k_{11}}{m} & 0 & -\frac{c}{m} & 0 & -\frac{k_{12}}{m} \\ a_{11} & a_{12} & 0 & 0 & b_{11} & b_{12} \\ a_{21} & a_{22} & 0 & 0 & b_{21} & b_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ y_1 \\ \dot{x}_1 \\ \dot{y}_1 \\ x_2 \\ y_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{1}{m} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{1}{m} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & d_{11} & d_{12} & 1 & 0 \\ 0 & 0 & d_{21} & d_{22} & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} F_{cx} \\ F_{cy} \\ x_3 \\ y_3 \\ \dot{x}_3 \\ \dot{y}_3 \end{Bmatrix} \quad (2)$$

$$\begin{Bmatrix} x_1 \\ y_1 \\ x_2 \\ y_2 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ y_1 \\ \dot{x}_1 \\ \dot{y}_1 \\ x_2 \\ y_2 \end{Bmatrix}$$

con:

$$\left. \begin{aligned} \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{bmatrix} &= -\begin{bmatrix} c_{xx} & c_{xy} \\ c_{yx} & c_{yy} \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} k_{21} & 0 \\ 0 & k_{21} \end{bmatrix} \\ \begin{bmatrix} b_{11} & b_{12} \\ b_{21} & b_{22} \end{bmatrix} &= -\begin{bmatrix} c_{xx} & c_{xy} \\ c_{yx} & c_{yy} \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} k_{xx} + k_{22} & k_{xy} \\ k_{yx} & k_{yy} + k_{22} \end{bmatrix} \\ \begin{bmatrix} d_{11} & d_{12} \\ d_{21} & d_{22} \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} c_{xx} & c_{xy} \\ c_{yx} & c_{yy} \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} k_{xx} & k_{xy} \\ k_{yx} & k_{yy} \end{bmatrix} \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

La prima simulazione è stata effettuata mantenendo ferma la sede del cuscinetto attivo e facendo ruotare l'albero ad una velocità di 5000 g/1': la massa concentrata percorre un'orbita con un raggio massimo di 60 μm mentre il perno ne percorre una con un raggio massimo di 20 μm (v. fig. 3). Si è poi simulato il comportamento di questo sistema imponendo alla sede del cuscinetto attivo traiettorie circolari con vari sfasamenti. Un caso particolarmente interessante è quello in cui la sede del cuscinetto compie una traiettoria circolare di raggio 25 μm sincrona con la forza centrifuga e sfasata di 180°. La massa concentrata percorre in questo caso un'orbita ellittica schiacciata in cui il semiasse maggiore misura 80 μm . Allo stesso modo il perno percorre un'orbita ellittica schiacciata il cui semiasse maggiore vale circa 28 μm (v. fig. 4).

Avendo notato la riduzione dell'orbita in una sola direzione si è pensato di fare percorrere alla sede una traiettoria ellittica con assi maggiore e minore rispettivamente di 50 e 10 μm : così facendo appaiono evidenti (v. fig. 5) gli effetti che si possono ottenere da un'opportuna movimentazione della sede: la massa concentrata percorre un'orbita dal raggio massimo di 40 μm mentre il perno percorre un'orbita dal raggio massimo di 10 μm .

Si è inoltre calcolata numericamente l'orbita ottima che la sede deve compiere per annullare lo spostamento della massa calettata. Si è dunque provato ad annullare i valori degli spostamenti di questa nell'equazione di stato (2). Effettuando una simulazione si è ottenuta la curva ellittica della fig. 6.

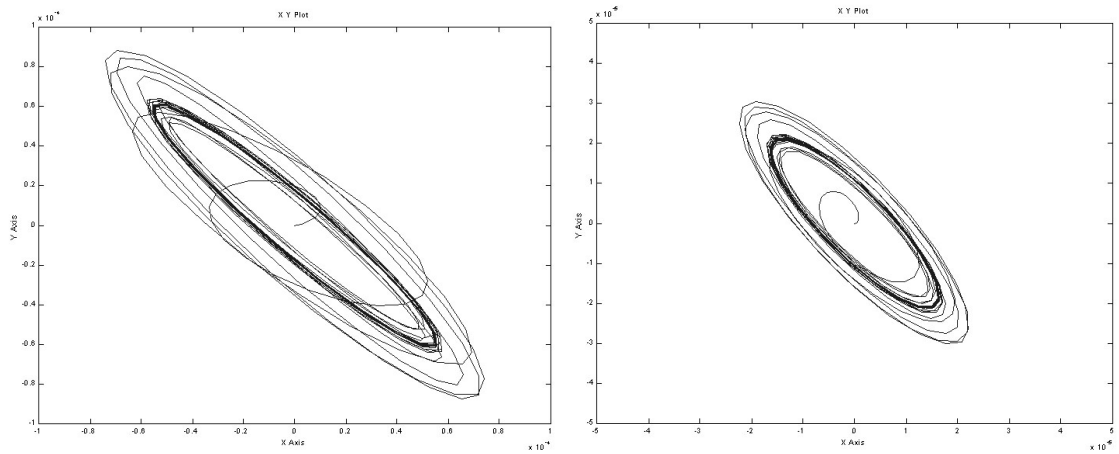


Figura 3 - Orbita massa calettata e orbita perno a 5000 g/1' con sede bloccata

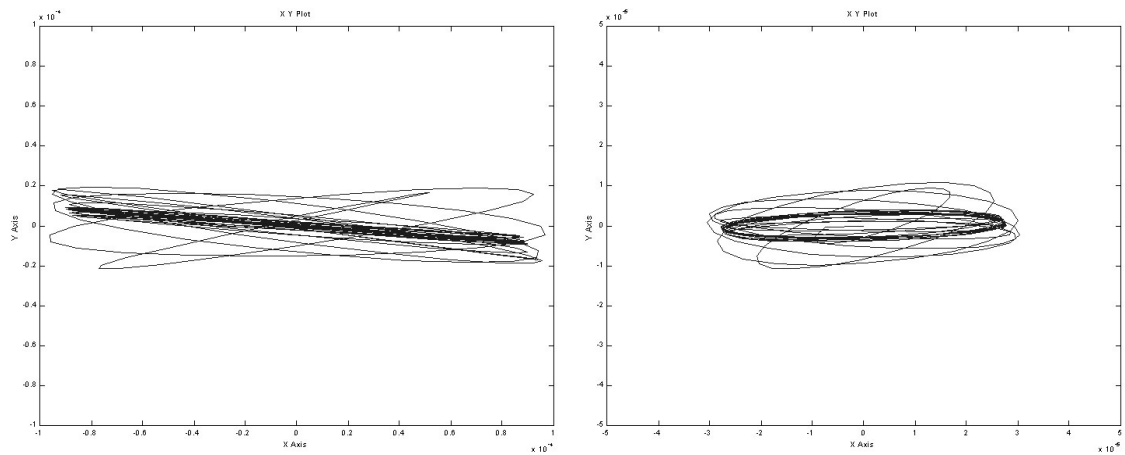


Figura 4 - Orbite massa calettata e perno a 5000 g/1' con sede che percorre una traiettoria circolare

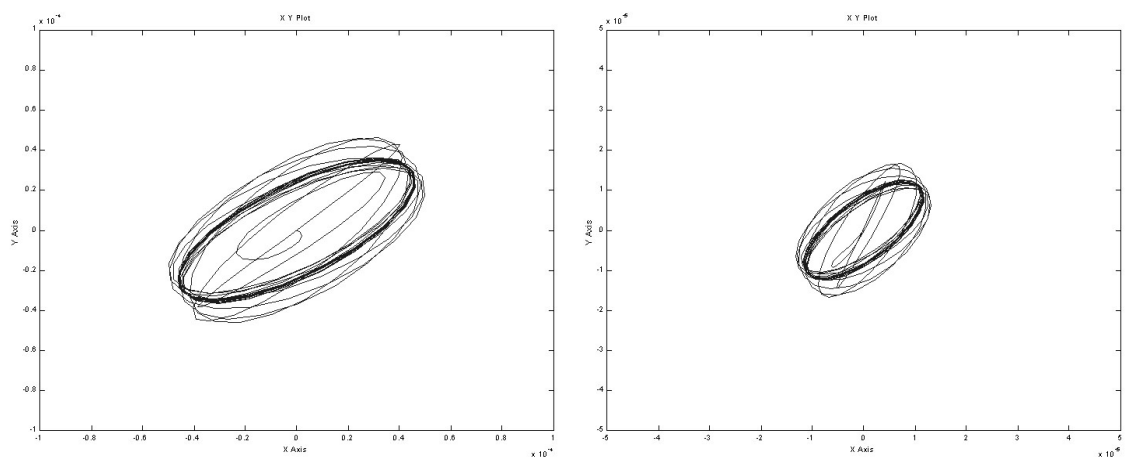


Figura 5 - Orbite massa calettata e perno a 5000 g/1' con sede che percorre una traiettoria ellittica

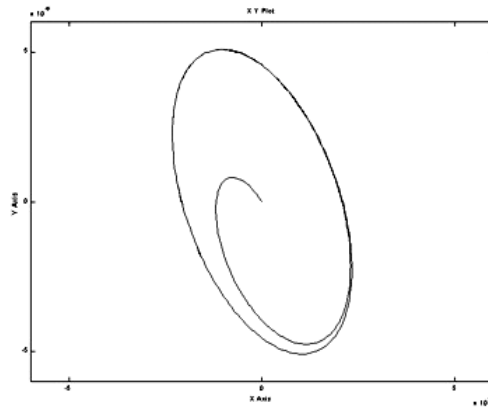


Figura 6 – Orbita ottima della sede ottenuta tramite simulazione

DESCRIZIONE DELL'ATTREZZATURA

Il rotore, fornito col "Rotor Kit", è un albero flessibile dal diametro di 10 mm lungo 560 mm, al quale possono essere collegate una o due masse da 0.8 kg l'una. Le masse hanno dei fori filettati ad un raggio di 30 mm per l'inserimento di grani filettati pesati per creare lo sbilanciamento desiderato. L'albero, supportato da due bronzine orientabili, può essere portato ad una velocità di rotazione massima di 10000 giri al minuto. Il "Rotor Kit" è dotato di sensori di distanza a corrente parassita ("3300 NSV™ Probe") che permettono di rilevare il moto precessionale dell'albero in almeno due sezioni simultaneamente.

Il cuscinetto idrodinamico è caratterizzato da un gioco radiale di 30 μm e da un rapporto lunghezza/diametro di 0.5.

Tabella 1 – Caratteristiche attuatore piezoelettrico P-840.40 della Physik Instrumente

Corsa da 0 a 100 V	$\Delta L_0 = 60 \mu\text{m} \pm 20 \%$
Risoluzione	0.6 nm
Rigidezza	$k_{\text{att}} = 25 \text{ N}/\mu\text{m} \pm 20 \%$
Massima forza generabile (bloccato)	$F_{\text{MAX}} = 1500 \text{ N} \pm 20 \%$
Forza nominale di attrazione	100 N
Forza nominale di repulsione	1000 N
Coppia sopportabile limite	350 mNm
<i>Dynamic Operating Current Coefficient</i>	DOCC = 15 $\mu\text{A}/(\text{Hz} \cdot \mu\text{m})$
Frequenza di risonanza in assenza di carico	$f_0 = 8.5 \text{ kHz} \pm 20 \%$
Temperatura di utilizzo	Da -20 a +80 °C
Peso senza cavi	$m_{\text{att}} = 54 \text{ g} \pm 5 \%$
Lunghezza	$L = 86 \text{ mm} \pm 0.3$

L'attrezzatura sperimentale è stata concepita in maniera tale che il cuscinetto idrodinamico mobile sia movimentato da due attuatori piezoelettrici (v. tab. 1), montati perpendicolarmente l'uno rispetto all'altro. Si è adottata questa configurazione per poter movimentare la sede in due direzioni perpendicolari, in maniera indipendente. È così possibile far percorrere alla sede traiettorie ellittiche come risultato della combinazione vettoriale di spostamenti armonici ortogonali. Poiché ciascun attuatore genera solamente allungamenti si è posizionata contro ciascun attuatore una molla di richiamo (v. fig. 7). Sia la posizione degli attuatori che il precarico delle molle sono regolabili. Il cuscinetto idrodinamico è vincolato anche ad una gabbia di scoiattolo che ha il compito di assorbire gli sforzi torsionali. L'alimentazione al

cuscinetto idrodinamico è garantita da due fori di adduzione, posti orizzontalmente, l'uno di fronte all'altro, a 180°. Per l'alimentazione è stata usata la stessa pompa del "Rotor Kit". Sulla sede mobile è possibile montare due sensori di distanza per misurare gli spostamenti relativi tra albero e cuscinetto.

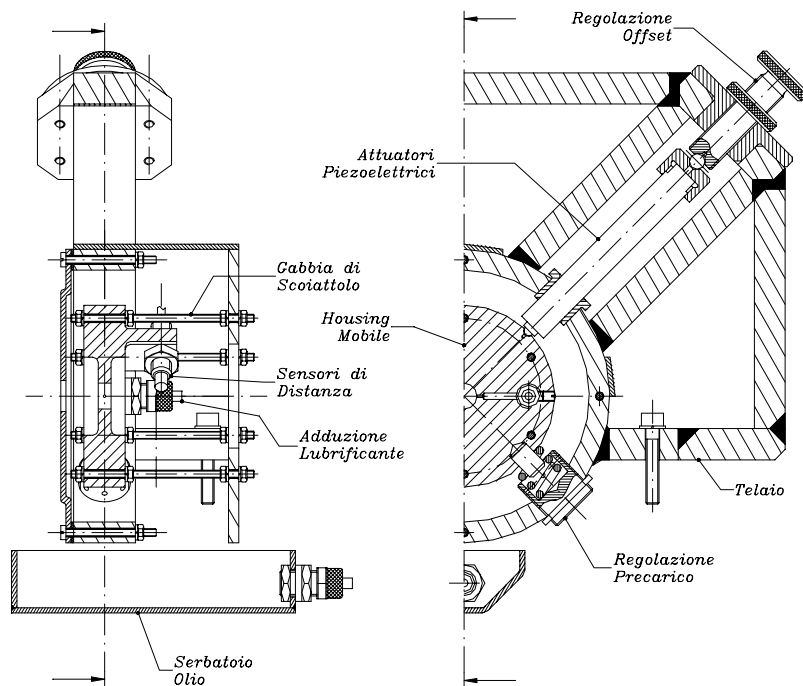


Figura 7 - Attrezzatura per il controllo attivo delle vibrazioni

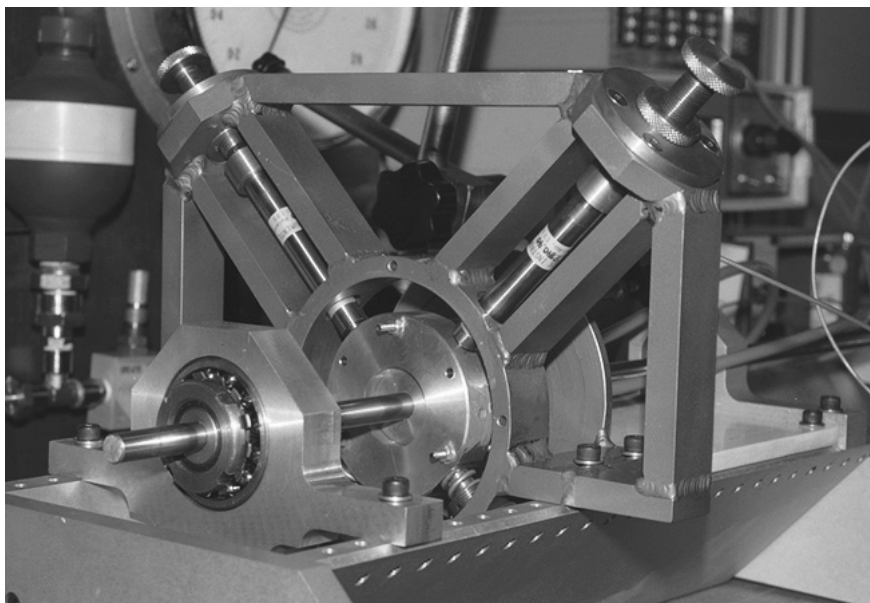


Figura 8 – Foto della attrezzatura

I supporti a disposizione col "Rotor Kit" hanno un gioco radiale troppo grande, è dunque impossibile andare ad attuare uno spostamento molto vicino a tale appoggio senza provocare lo spostamento dell'albero all'interno della bronzina vanificando l'effetto dell'attuatore. In tale condizione non è infatti possibile generare una coppia di forze tale da riportare in asse la massa concentrata rotante. Per poter garantire l'annullamento degli spostamenti radiali dell'albero, in corrispondenza del supporto vicino al cuscinetto

idrodinamico mobile, si è ritenuto opportuno costruire un supporto con gioco radiale ridotto costituito da un cuscinetto orientabile a due corone di sfere calettato all'albero tramite bussola di trazione conica. Il problema dei giochi tra albero e supporti è particolarmente sentito data la presenza di un solo cuscinetto attivo e per la peculiare caratteristica dei piezoattuatori di sviluppare forze inversamente proporzionali agli spostamenti.

DEFINIZIONE ESPERIMENTI

L'attrezzatura ed il "Rotor Kit" sono stati collegati ad un PC per mezzo di schede di acquisizione dati della National Instruments (v. fig. 9). Si sono poi realizzati dei programmi in ambiente LabVIEW™ (denominati VI: "Virtual Instrument") al fine di potere effettuare le esperienze già simulate con Simulink in Matlab. Grazie ai VI compilati è possibile acquisire l'orbita di una sezione del rotore prima e dopo l'introduzione dell'eccitazione di disturbo, costituita dalla movimentazione della sede del cuscinetto. Contemporaneamente è possibile rilevare la temperatura del lubrificante e monitorarne la pressione. Alla fine tutti i dati dell'esperienza vengono salvati in un file di tipo testo, definito dall'utente, in un formato utilizzabile tramite un qualsiasi programma di calcolo a foglio elettronico.

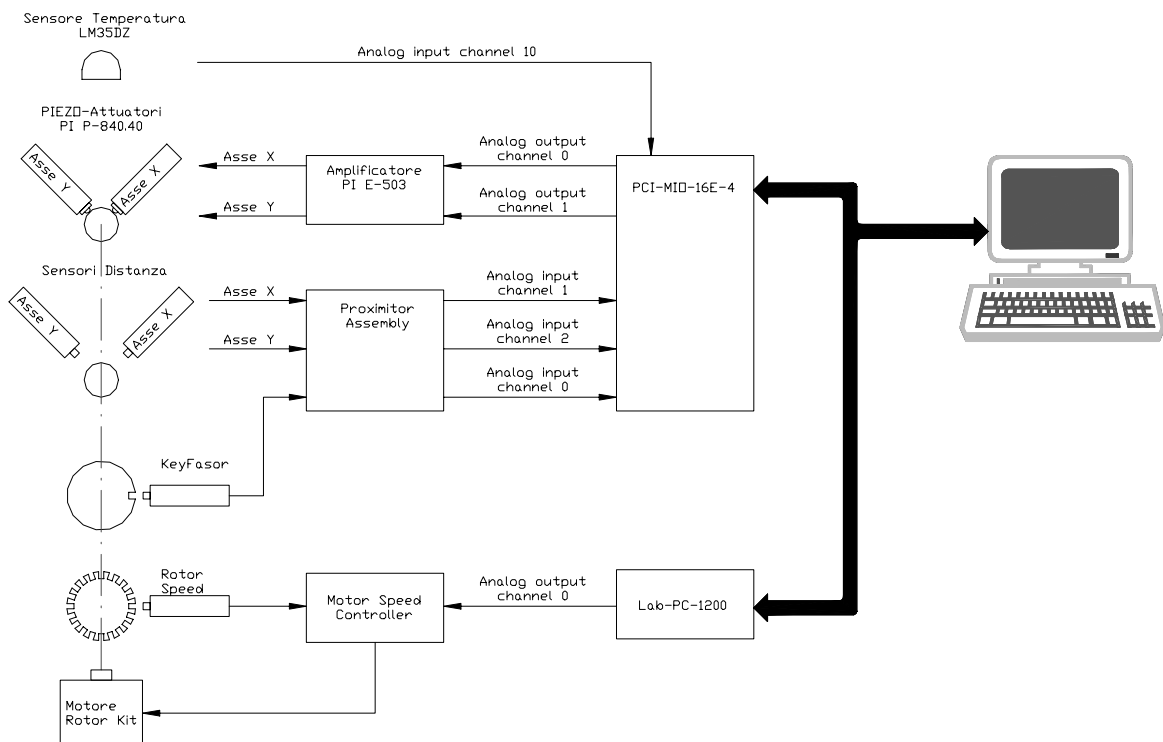


Figura 9 - Schema di collegamento

Le esperienze condotte con l'attrezzatura per il controllo attivo delle vibrazioni hanno ricalcato quelle simulate. Si sono posti cioè i due supporti estremi ad una distanza di 350 mm e vi si è calettata nel mezzo una massa da 0.8 kg. Si è montato poi un grano sbilanciante da 1 grammo. Le esperienze sono state però effettuate ad una velocità di 1000 giri al minuto. Si sono effettuate otto esperienze relative a vari angoli di sfasamento (0°, 45°, 90°, 135°, 180°, 225°, 270°, 315°) tra la forza centrifuga e lo spostamento imposto alla sede del cuscinetto mobile. In queste prime prove si è imposto alla sede mobile per semplicità un movimento circolare su un'orbita dal raggio di 25 µm. Sono state acquisite 25 scansioni al giro per 10 giri

pari ad una frequenza di attuazione di 416.67 Hz. La temperatura e la pressione del lubrificante valevano rispettivamente 22°C e 0.2 kg/cm² (19620 Pa) in media.

RISULTATI

I risultati delle esperienze più interessanti sono il caso di sfasamento nullo e quello di opposizione di fase tra la forza eccitatrice centrifuga e lo spostamento assegnato alla sede del cuscinetto. In fig. 10 sono riportate appunto le orbite compiute da una sezione prossima alla massa calettata, prima e dopo l'intervento del controllo attivo in "feedforward", relative ai casi di sfasamento 0° e 180°.

Si osserva subito come con uno sfasamento di 180° si realizza una riduzione discreta dell'orbita. Si può inoltre osservare che l'orbita ottenuta, anche prima dell'attivazione del cuscinetto mobile, non è ellittica. Tra le cause di questo strano andamento dell'orbita si ritiene ci sia la presenza di una forzante supersincrona il cui effetto è tanto più sentito tanto più la componente sincrona è ridotta. Tale forzante nasce dalla non perfetta uniformità della velocità di rotazione imposta dal motore. Comunque potrebbero influire anche l'errore di allineamento del cuscinetto rispetto all'albero e la diversa reazione del sistema piezoattuatore/molla nei due versi di spostamento. Occorre poi osservare che l'orbita è molto più grande di quella prevista, anche prima dell'intervento del controllo. È pensabile che ci sia uno sbilanciamento statico dovuto ad una insufficiente rettilineità dell'albero.

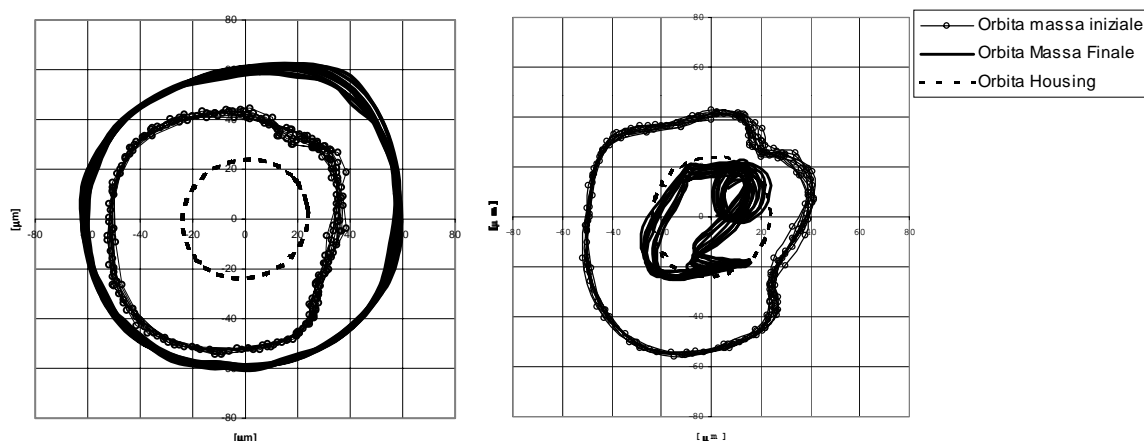


Figura 10 - Orbite prima e dopo l'intervento del controllo: sfasamento 0 e 180°

Le prime esperienze hanno anche evidenziato alcuni difetti dell'attrezzatura, peraltro facilmente superabili. In primo luogo si è notato un esiguo flusso di lubrificante dal cuscinetto. È pensabile dunque che durante il funzionamento non si sia instaurato un meato di lubrificazione di tipo fluidodinamico ma piuttosto una lubrificazione di tipo misto. Sono state quindi esaminate modifiche da apportare al sistema di alimentazione volte a ridurre le perdite di carico. Si è inoltre osservata una notevole rumorosità proveniente dagli attuatori generata da urti ripetuti sulla sede del cuscinetto idrodinamico. Ne è stata individuata la causa nell'insufficiente numero di scansioni utilizzate per rappresentare la funzione spostamento imposta. Un'opportuna valutazione di tale grandezza evita il problema.

CONCLUSIONI

Le prime esperienze hanno mostrato che è possibile effettuare un controllo attivo tramite la movimentazione della sede di un cuscinetto idrodinamico liscio. Nelle prove effettuate si è

osservata infatti una non trascurabile diminuzione dell'orbita percorsa dalla massa calettata nella mezzeria dell'albero. La riduzione sarà ancora più marcata quando saranno superati i limiti attuali dell'attrezzatura.

Gli sviluppi dell'attività di ricerca già programmati sono l'elaborazione di un algoritmo per il controllo attivo in "feedforward" e di un software dedicato all'identificazione dei cuscinetti. L'attrezzatura realizzata può infatti essere utilizzata anche per effettuare la determinazione delle caratteristiche dinamiche del supporto attivo, la conoscenza delle quali è fondamentale per il buon funzionamento del sistema di controllo.

L'obiettivo finale, a lungo termine, è naturalmente quello di potere impiegare a livello industriale questa particolare soluzione per il controllo attivo delle vibrazioni dei rotori. Gli sviluppi a lungo termine potrebbero dunque prevedere lo studio di sistemi per il controllo attivo di rotori sbilanciati dinamicamente e per ampliare i campi di funzionamento stabile delle macchine rotanti. Attualmente il campo di utilizzo di simili dispositivi è limitato dalle caratteristiche dei piezoattuatori all'equilibratura di piccoli rotori, non si esclude però che in futuro questi limiti non siano superati.

BIBLIOGRAFIA

- 1) Muszynska, A., Franklin, W.D., Bently, D.E., "Rotor Active "Anti-Swirl" Control", 1988, *ASME Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design*, Vol.110, p.143-150.
- 2) Ulbrich, H., 1992, "Active bearing support for rotating machine elements", *Machine Vibration*, Vol.1, p. 2-12.
- 3) Santos, I.F., 1994, "Design and evaluation of two types of active tilting pad journal bearings", *Proceedings of IUTAM Symposium: The Active Control of Vibration*, University of Bath (UK), 5-8 Sept.1994, p.45-52.
- 4) Krodziewski, J. M., Sun, L., 1995, "Stability control of rotor-bearing system by an active journal bearing", *Proc. Vibration and Noise*, Venezia, p. 217-225.
- 5) Palazzolo, A. B., Jagannathan, S., Kascak, A. F., Montague, G. T., Kiraly, L. J., 1993, "Hybrid active vibration control of rotorbearing system using piezoelectric actuators", *Journal of Vibration and Acoustics*, Trans. of ASME, Vol. 115, p. 111-119.
- 6) Barret, T. S., Palazzolo, A. B., Kascak, A. F., 1993, "Active vibration control of rotating machinery using piezoelectric actuators incorporating flexible casing effects", *International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition*, Transactions of the ASME, Cincinnati, Ohio.
- 7) Balestrino, A., Carmignani, C., Forte, P., Landi, A., "Rotor Balancing by means of active hydrodynamic bearings", 1996, *Proc. XXV AIAS National Conference - International Conference on Material Engineering*, Gallipoli (LE), 4-7 Sept.1996, p.615-622.
- 8) Bonneau, O., Lecoutre, E., Frêne, J., 1998, "Dynamic behavior of a rigid shaft mounted in an active bearing", *Proceedings of ISROMAC-7 International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery*, Honolulu, Hawaii (USA), 22-26 Feb. 1998, p. 30-37.
- 9) Larsonneur, R., Herzog, R.J.P., 1994, "Feedforward compensation of unbalance: new results and application experiences", *Proceedings of IUTAM Symposium: The Active Control of Vibration*, University of Bath (UK), 5-8 Sept.1994, p.45-52.
- 10) Fuller, C. R., Elliott, S. J., Nelson, P. A., "Active Control of Vibration", Academic Press Limited, London, 1996.
- 11) Krämer, E., "Dynamics of rotors and foundation", Springer-Verlag, Berlin Heidelberg, 1993.
- 12) Frêne, J., Nicolas, D., Deguerce, B., Berthe, D., Godet, M., "Hydrodynamic Lubrication, bearing and thrust bearing", Elsevier, Tribology Handbook 33, 1990.