

## UN MODELLO DEL COMPORTAMENTO DI TENUTE DINAMICHE AL VARIARE DELLA TEMPERATURA

M.SILVESTRI, E.PRATI, A.TASORA

*Università degli studi di Parma, Dipartimento di Ingegneria Industriale  
Parco Area delle Scienze, 43100 Parma, Italy  
silve@ied.unipr.it, prati@ied.unipr.it, tasora@ied.unipr.it*

### SOMMARIO

Si presentano i risultati di indagini sperimentali e numeriche finalizzate alla caratterizzazione di un modello del comportamento delle tenute dinamiche in relazione agli effetti prodotti dalle vibrazioni e dalla temperatura di esercizio.

Sono state condotte prove per la determinazione delle funzioni di risposta in frequenza (FRF), in presenza di diversi metodi di eccitazione, finalizzate alla validazione del modello numerico e misure dello spostamento della zona dell'anello di tenuta interessata al distacco dall'albero. Queste ultime sono state ottenute con un banco di prova che riproduce le condizioni di funzionamento reali e suggeriscono una corrispondenza con i valori della portata di fuga.

Il modello numerico, realizzato con la tecnica dell'analisi agli elementi finiti, fornisce risultati compatibili con quelli ottenuti mediante le FRF.

### ABSTRACT

In this paper the results of experimental and numerical tests on the behaviour of radial lip seals are presented in order to characterize a model of the effects of vibrations and working temperature.

Starting validation of the numerical analysis, performed with the Finite Element Method, is obtained measuring the frequency response function (FRF) by using different excitation signals.

Seal's lip displacement near the dynamic clearance is measured with a strain gauge transducer in actual operating conditions. Results suggest a relationship between displacements and leakages.

## 1 INTRODUZIONE E SCOPO

Le guarnizioni (o anelli di tenuta) radiali per alberi rotanti sono componenti largamente utilizzati nella pratica meccanica con la duplice funzione di impedire la fuoriuscita di fluido lubrificante e l'ingresso di polvere o altri elementi estranei. Tali guarnizioni sono normalmente costituite da un anello in elastomero dotato di un inserto di rinforzo metallico e che presenta,

all'interfaccia con l'albero, un labbro su cui agisce una molla elicoidale che ha lo scopo di incrementarne la rigidità, garantendo anche una certa uniformità del valore della pressione di contatto labbro-albero nelle diverse condizioni di esercizio.

Nonostante lo studio di questi componenti abbia una lunga tradizione, a partire dalla individuazione [1] di un possibile principio di funzionamento, la complessità dei fenomeni coinvolti non ha finora permesso di sviluppare un modello completo e definitivamente accettato.

Le spiegazioni sviluppate fanno infatti riferimento alle micro-ondulazioni sulla superficie del labbro [2], [3], all'influenza della temperatura [4] ed ai fenomeni visco-elastoidrodinamici della lubrificazione [5], [6], [7], ma non rendono ragione in modo esauriente dei risultati sperimentali che evidenziano come la portata di fuga, al variare della velocità dell'albero, presenti un andamento caratterizzato da diverse fasi, nelle quali si nota un iniziale incremento, una successiva riduzione e un ulteriore, più consistente, aumento.

Il complesso delle evidenze sperimentali ha permesso però di identificare con sicurezza i seguenti parametri di funzionamento fondamentali per caratterizzare il fenomeno:

**velocità angolare:** la velocità di rotazione dell'albero determina la frequenza della sollecitazione cui è sottoposta la guarnizione;

**ciclo di lavoro:** in letteratura [8], [9] è documentata l'influenza del ciclo di lavoro sugli anelli di tenuta, evidenziando un significativo degrado delle prestazioni dopo i primi cicli di prove;

**temperatura:** la temperatura influenza il problema in esame per quanto riguarda sia le proprietà viscoelastiche dell'elastomero, sia la viscosità del lubrificante impiegato;

**interferenza iniziale di montaggio:** differenza tra il diametro dell'albero e il diametro della circonferenza dello spigolo interno del labbro. Questo parametro, fissato dal costruttore, è determinante per garantire la corretta pressione di contatto e quindi il buon funzionamento della tenuta;

**eccentricità statica:** distanza tra il centro della circonferenza dello spigolo interno del labbro e il centro di rotazione dell'albero;

**eccentricità dinamica:** distanza tra il centro geometrico dell'albero e il centro di rotazione dell'albero stesso;

La somma degli effetti introdotti dalle due eccentricità determina l'entità e la distribuzione lungo la circonferenza della sollecitazione a cui la guarnizione è sottoposta.

Infatti, l'eccentricità dinamica determina un moto radiale oscillatorio dei punti del labbro in contatto con l'albero, mentre l'eccentricità statica altera la distribuzione della pressione di contatto lungo la circonferenza, determinando una zona preferenziale (dove la pressione è minore) di distacco della tenuta dall'albero.

Allo scopo di raggiungere una sintesi più soddisfacente delle evidenze sperimentali e delle teorie sin qui citate, si è proceduto attraverso indagini sperimentali e numeriche volte ad approfondire sia l'influenza dei fenomeni vibratorii innescati dalla presenza di una eccentricità dinamica che l'effetto della temperatura nelle condizioni di esercizio reali.

## 2 INFLUENZA DEI FENOMENI VIBRATORI

Una prima indagine sperimentale è stata svolta eccitando radialmente in direzione fissa l'anello di tenuta allo scopo di valutare le funzioni di risposta in frequenza (FRF) del componente.

### 2.1 Misura della Frequency Response Function

Si è misurato il comportamento di una tenuta in elastomero a base nitrilica (NBR) con durezza 70 Shore A di dimensioni  $70 \times 100 \times 10 \text{ mm}$ .

L'apparato sperimentale è costituito da:

- un anello di acciaio che simula la sede della guarnizione, con diametro 100 mm;
- un disco di alluminio che simula l'albero rotante, con diametro 70 mm;
- una forcella in alluminio che collega il disco con il dispositivo eccitatore (shaker);
- uno shaker Bruel & Kjaer 4810;
- una cella di carico Bruel & Kjaer 8200;
- un accelerometro Bruel & Kjaer 4344;
- un amplificatore OSD 1500;
- una interfaccia Difa Scadas Q Bundle SC 206;
- una workstation HP Visualize 3000 con software LMS;

Inoltre poiché le dimensioni dell'accelerometro non permettono il fissaggio diretto sul labbro in movimento, si è utilizzato uno spillo in acciaio con diametro pari a 0,5 mm e vincolato ad un'estremità al labbro. L'altra estremità è inserita in un supporto in gomma solidale alla sede. Tale inserto consente la libera rotazione dello spillo. In figura 1 è visibile la soluzione adottata.

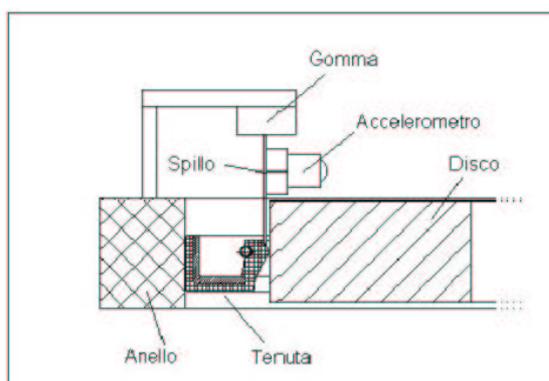


Figura 1: Accelerometro per le prove con lo shaker.

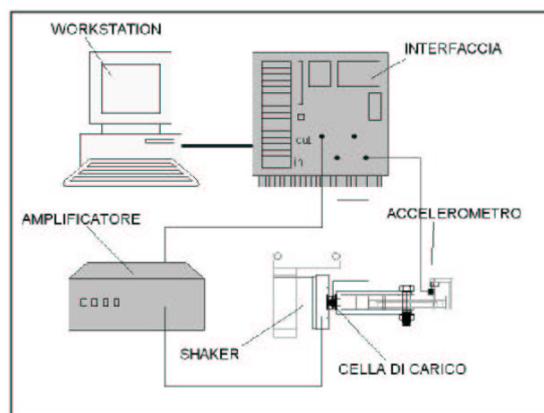


Figura 2: Strumentazione per l'acquisizione nelle prove con lo shaker.

Il sistema di controllo e di misura è schematizzato in figura 2.

Le misure sono state effettuate tramite un primo ciclo di prove con eccitazione *Burst Random* nell'intervallo di frequenza 0-900 Hz che ha permesso di evidenziare tre range principali di risonanza, a 130-180 Hz, 275-320 Hz e 490-560 Hz a cui corrispondono rispettivamente dei picchi a 150, 300 e 530 Hz. La figura 3 riassume questi risultati.

Un secondo ciclo di prove è stato utile per approfondire lo studio del sistema in corrispondenza di tali picchi di risonanza mediante eccitazione *Step Sine* incrementando progressivamente la forza applicata. Sono state eseguite prove con sollecitazioni pari a 0,5 N, 1 N e 5 N, che hanno rivelato, all'aumentare della forza impressa, un aumento dell'ampiezza di risposta ed uno spostamento delle curve verso le basse frequenze (comportamento non lineare di tipo *softening*). Le figure 4, 5 e 6 riportano gli andamenti qui descritti.

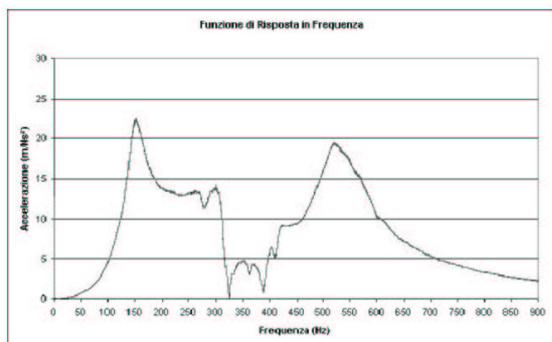


Figura 3: Risultati con eccitazione Burst Random.

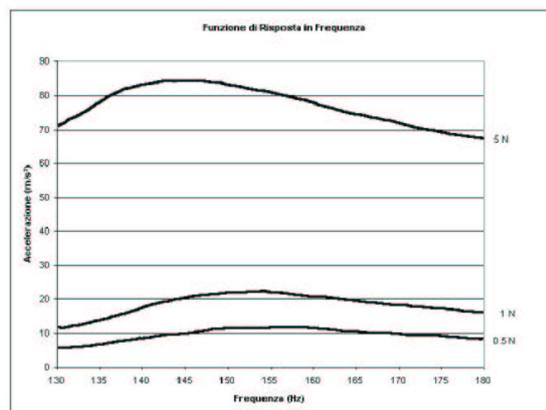


Figura 4: Analisi Step Sine nel range 130-180 Hz.

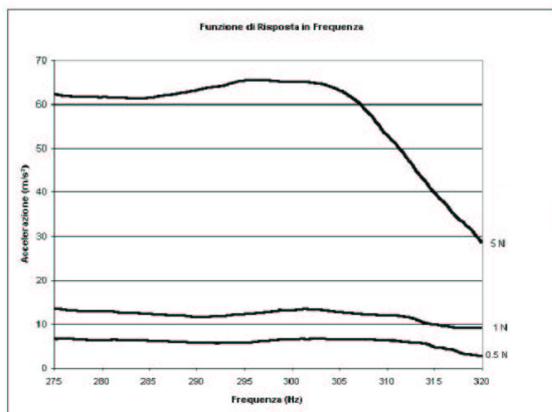


Figura 5: Analisi Step Sine nel range 275-320 Hz.

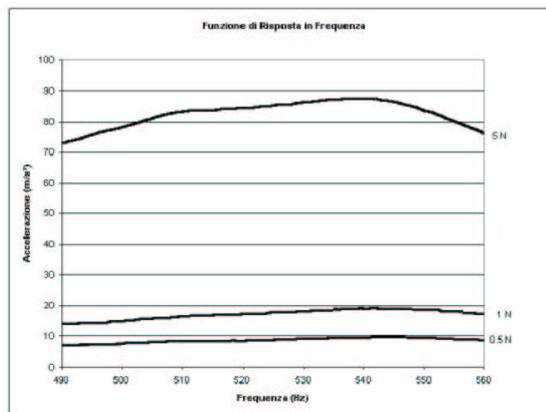


Figura 6: Analisi Step Sine nel range 490-560 Hz.

## 2.2 Un modello numerico dell'anello di tenuta

Un primo approccio alla modellazione della tenuta radiale studiata è stato rivolto alla individuazione di un modello da impiegare nello studio con la tecnica dell'analisi agli elementi finiti che fornisse risultati compatibili con quelli ottenuti mediante la FRF. A questo scopo

si è realizzata dapprima un'analisi dell'interferenza albero-anello di tenuta per ottenere le condizioni di tensione e deformazione del materiale elastomerico, che ha permesso quindi di effettuare l'analisi modale.

La modellazione geometrica è stata implementata mediante un solido di rotazione ottenuto a partire da una sezione trasversale semplificata. Le figure 7 e 8 evidenziano la soluzione adottata, che ha lo scopo principale di limitare l'analisi alla parte più sollecitata del sistema (il labbro). Tali modifiche tengono conto delle esperienze riportate in letteratura [10], [11] e [12].

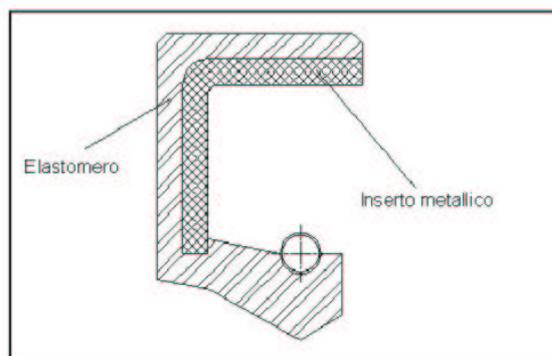


Figura 7: Sezione della guarnizione studiata.

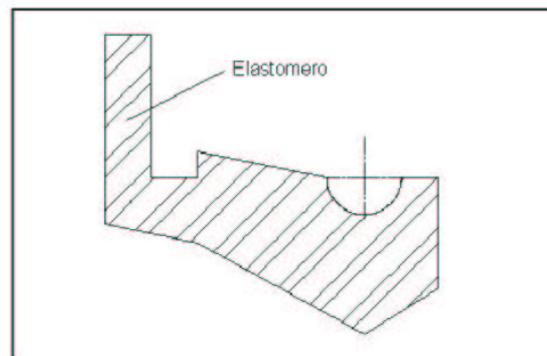


Figura 8: Sezione semplificata per l'analisi FEM.

Per modellare il comportamento viscoelastico dell'elastomero NBR 70 si sono utilizzati due modelli. Per l'analisi statica dell'interferenza si è impiegato un modello iperelastico di tipo Mooney-Rivlin a due costanti con  $C_1 = 2,746 \text{ MPa}$ ,  $C_2 = 4,597 \text{ MPa}$  e densità pari a  $1460 \text{ kg/m}^3$ . Questi valori sono stati ottenuti dalla ricerca sperimentale di Stakenborg e Ostayen [13].

L'analisi dinamica richiederebbe la definizione di un modello viscoelastico in funzione della frequenza. La teoria viscoelastica [14], però, ad alte frequenze permette di considerare il comportamento di un materiale viscoelastico come quello di un materiale elastico con modulo istantaneo  $E_0 = (C_1 + C_2)/6$  purchè siano rispettate alcune condizioni (asintoticità del valore del modulo elastico di rilassamento  $E_1$  e  $\tan \delta$  inferiore al 15% del valore massimo) che, nel caso specifico, si verificano a partire da valori della frequenza prossimi a 150 Hz.

Le condizioni al contorno prevedono il bloccaggio dei nodi delle superfici di contatto con l'inserito metallico, la presenza di una molla toroidale con  $k = 0,00437 \text{ N/mm}$  [13] e le opportune condizioni di assialsimmetria per limitare i calcoli ad un arco della guarnizione pari a  $90^\circ$ . Infine, si è aggiunto al modello un cilindro rigido con diametro pari a  $70 \text{ mm}$  che simula l'interferenza dell'albero.

L'analisi è stata realizzata nel range  $0 - 1000 \text{ Hz}$  ed ha evidenziato un elevato numero di modi, a partire dalla frequenza naturale di  $240 \text{ Hz}$ . Se però si estende l'indagine alla valutazione del *participation factor* che ABAQUS utilizza per esprimere il grado di spostamento della guarnizione, si verifica che i modi di vibrare che creano una perturbazione maggiore nella guarnizione sono compresi negli intervalli  $250 - 550 \text{ Hz}$  e  $700 - 820 \text{ Hz}$ , come illustrato in figura 9.

Questi risultati presentano un buon grado di compatibilità con le prove sperimentali, in particolare alle elevate frequenze, a cui, come si è detto, deve essere limitato l'utilizzo del modello implementato.

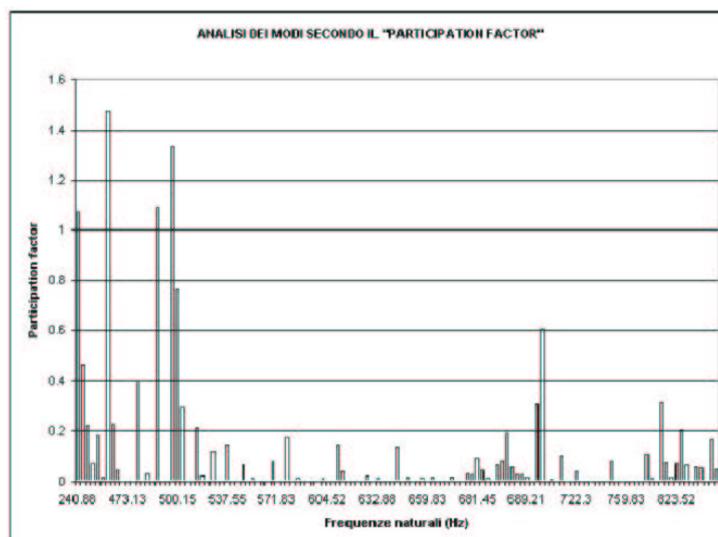


Figura 9: Partecipation factor dei modi di vibrare individuati.

### 3 INFLUENZA DELLA TEMPERATURA

Data la natura del fenomeno studiato, appare significativo verificare il comportamento della guarnizione al variare della temperatura di esercizio. In passato sono stati studiati [15] sia gli andamenti della FRF al variare della temperatura in condizioni analoghe a quelle presentate nella prima parte del presente lavoro (sollecitazione monoassiale e assenza di lubrificazione) che [7] l'effetto di questo parametro nei riguardi della portata di fuga, all'aumentare dei cicli di prove e in condizioni di funzionamento reale.

Ora, tramite un diverso apparato sperimentale, si è proceduto con lo studio del modo vibratorio del labbro in condizioni di funzionamento reale e quindi in presenza di lubrificazione ed alle temperature di esercizio.

#### 3.1 Apparato sperimentale

L'attrezzatura di prova comprende un banco che realizza le condizioni di effettivo funzionamento della tenuta, apparecchi per la rilevazione e l'acquisizione delle grandezze di interesse ed un sensore estensimetrico realizzato secondo lo schema proposto da [16] per un caso analogo.

Più in dettaglio, l'azionamento è costituito da un motore elettrico in corrente continua la cui velocità è regolabile con continuità mediante comando manuale. Tramite cinghia dentata il moto è trasmesso ad un mandrino alla cui estremità è calettato un disco su cui striscia la guarnizione in prova.

L'asse geometrico del disco è disassato rispetto all'asse dell'accoppiamento col mandrino, a sua volta disassato della stessa entità rispetto all'asse di rotazione. È quindi possibile variare l'eccentricità del disco modificandone la posizione angolare rispetto al mandrino.

La guarnizione è alloggiata in una sede ricavata all'interno di una scatola che contiene il fluido lubrificante. Tale scatola è montata su una slitta longitudinale ed è regolabile, lateralmente e verticalmente, mediante spessori che permettono così di definire il valore dell'eccentricità statica.

Come appare in figura 12, all'estremità del disco che sporge dalla scatola è accostato un sensore induttivo che permette di rilevare il moto dell'albero e quindi lo spostamento radiale imposto dall'eccentricità dinamica. Nel labbro è invece inserita l'estremità del sensore estensimetrico rappresentato in dettaglio in figura 11.

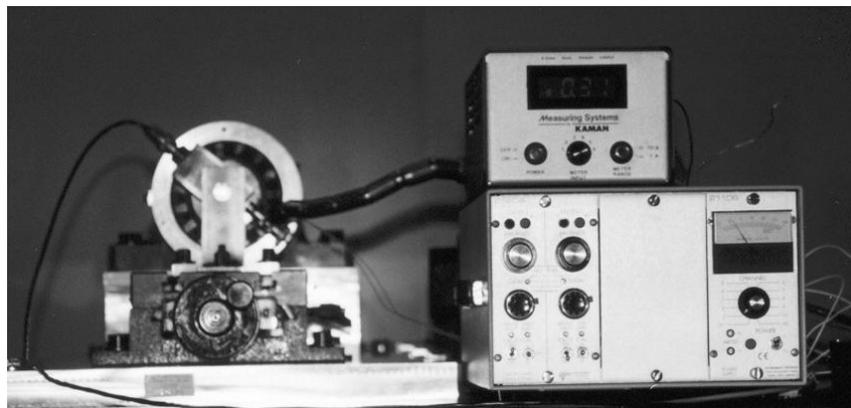


Figura 10: Attrezzatura utilizzata.

Questo trasduttore rileva il moto di un punto del labbro mediante l'inflessione di un elemento vincolato rigidamente al telaio del banco ad una estremità e a contatto con il labbro all'altra.

In dettaglio, il trasduttore è costituito da due lamine di ottone di dimensioni pari a  $25 \times 12 \text{ mm}$ , su ciascuna delle

quali è incollata una coppia di estensimetri di classe *transducers*, uno per ognuna delle facce. Le due lamine sono vincolate tra loro a  $90^\circ$ , in modo da poter rilevare indipendentemente le deformazioni radiali e tangenziali. La seconda lamina termina con uno spillo di acciaio di diametro  $0,5 \text{ mm}$  la cui estremità viene inserita nel labbro dell'anello da studiare.

Dalla figura 10 si può notare come il sensore induttivo ed il trasduttore estensimetrico siano montati con sfasamento di  $180^\circ$ , in modo da consentire facilmente (invertendo semplicemente il segnale in uscita dal sensore induttivo) il confronto fra il moto del punto dell'albero a contatto con la guarnizione e gli elementi della tenuta immediatamente adiacenti, così da poter riscontrare con sicurezza il momento del distacco del labbro dall'albero.

La posizione angolare dei sensori è stata fissata in relazione all'eccentricità statica imposta, in modo che il trasduttore estensimetrico si trovi nella zona dove effettivamente avviene l'apertura che provoca la portata di fuga.

La descrizione dell'apparato è completata dai dispositivi di acquisizione ed elaborazione dei segnali: una centralina estensimetrica Instrument Division 2120A, un alimentatore per il sensore induttivo Kaman P 3500, una scheda di acquisizione National Instruments PCI-MIO-16E montata all'interno di un personal computer.

Per il rilevamento delle temperature della guarnizione e dell'olio in condizioni di regime è stata infine utilizzata una termoresistenza Pt100 collegata ad un multimetro digitale.

### 3.2 Condizioni di prova e risultati

È noto [7] che il ciclo di prove influenza notevolmente il comportamento della guarnizione. Al fine di lavorare con guarnizioni che avessero raggiunto un comportamento sufficientemente stabile, si è sottoposto la tenuta ad una serie di cinque cicli di lavoro di un'ora ciascuno alla velocità di rotazione dell'albero di  $1000 \text{ giri/min}$ .

Al termine di ogni ciclo, si è provveduto a variare la velocità di rotazione da 500 a  $6000 \text{ giri/min}$  a step di  $100 \text{ giri/min}$  registrando l'andamento dei segnali con frequenze di campionamento comprese tra 4000 e  $6000 \text{ Hz}$ .

È opportuno notare che alla velocità massima di rotazione dell'albero, la frequenza di eccitazione risulta comunque inferiore alla frequenza propria del trasduttore estensimetrico.

La temperatura massima raggiunta dal labbro della guarnizione è risultata, nelle diverse prove, compresa tra  $79^{\circ}C$  e  $83^{\circ}C$ .

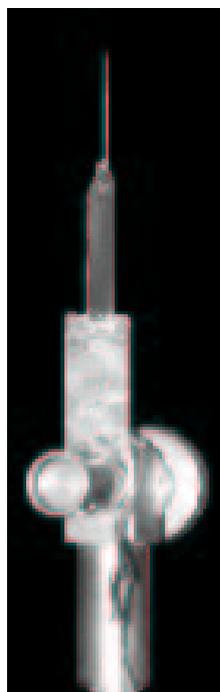


Figura 11: Il trasduttore costruito.

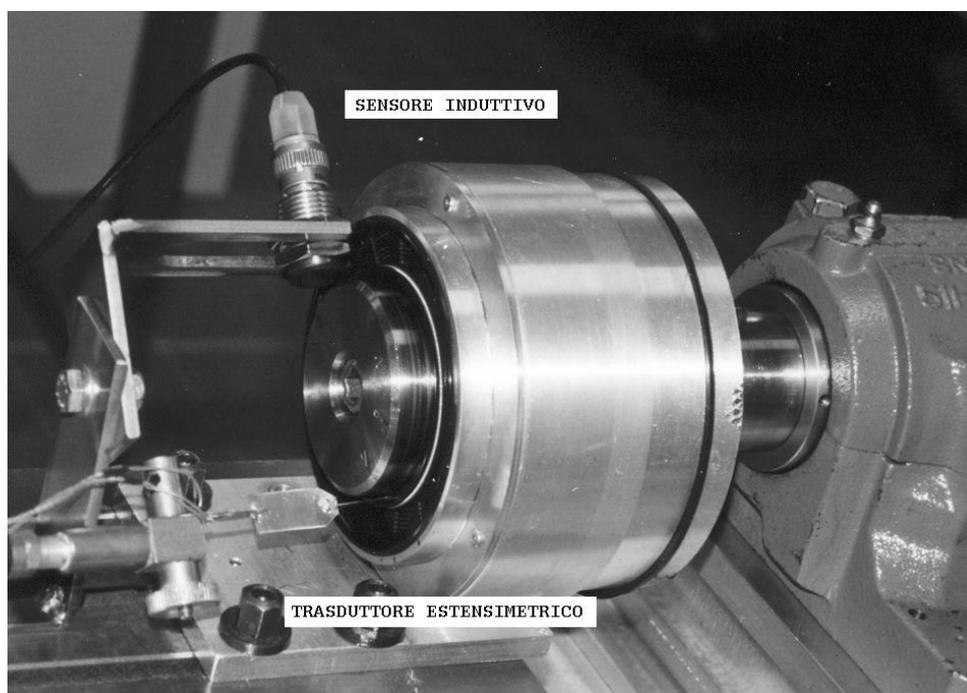


Figura 12: Posizionamento dei sensori.

I valori di eccentricità adottati sono stati:  $e_s = 0,2 \text{ mm}$ ,  $e_d = 0,35 \text{ mm}$ .

I risultati ottenuti permettono di evidenziare in modo piuttosto preciso il comportamento della zona di labbro che si distacca dall'albero, come risulta dalla successione di grafici riportati.

In figura 13 è mostrato l'andamento che si registra fino a circa  $2100 \text{ giri/min}$ , con il moto del labbro che segue senza scostamenti lo spostamento radiale imposto dall'eccentricità dell'albero. Il grafico riportato in figura 14, riguardante la situazione a  $2750 \text{ giri/min}$ , evidenzia come il moto del labbro si allontani parzialmente da quello dell'albero, determinando quindi la generazione di una apertura tra albero e anello di tenuta. Aumentando la velocità si registra la ripresa del contatto. Significativo, a questo proposito, è l'andamento di figura 15, registrato a  $3300 \text{ giri/min}$ . Per velocità superiori si nota infine come il moto del labbro torni a discostarsi in misura sempre più sensibile, come si può osservare in figura 16, che riporta i dati osservati a  $5100 \text{ giri/min}$ .

Questa serie di comportamenti è stata registrata in tutte le serie di prove e suggerisce una corrispondenza precisa con l'andamento della portata al variare della velocità osservato in precedenti esperimenti [8], [9], [7].

#### 4 CONCLUSIONI

Le evidenze sperimentali indicano come una modellizzazione del comportamento viscoelastico delle tenute dinamiche alle alte frequenze sia ben approssimato da un modello iperelastico di

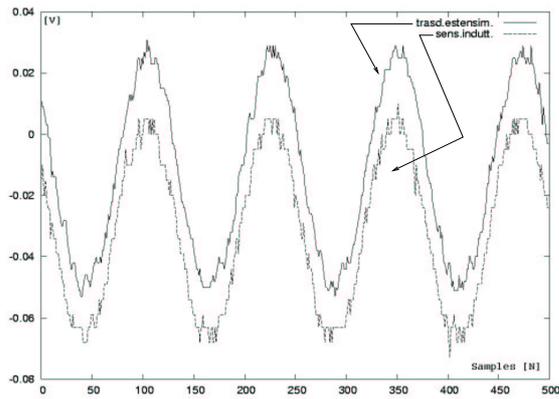


Figura 13: Misura a 2150 giri/min, frequenza di campionamento 5000 Hz.

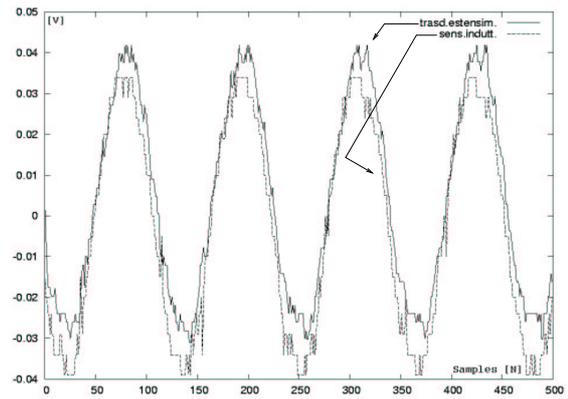


Figura 14: Misura a 2750 giri/min, frequenza di campionamento 5000 Hz.

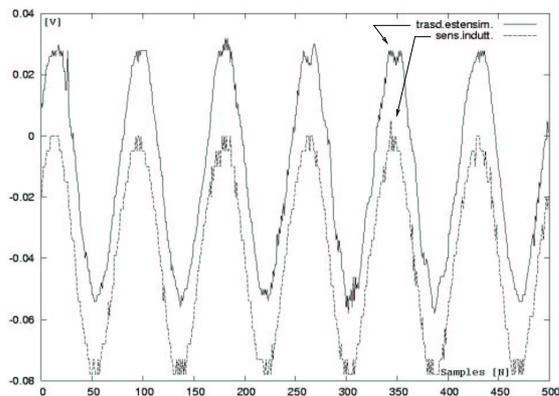


Figura 15: Misura a 3300 giri/min, frequenza di campionamento 6000 Hz.

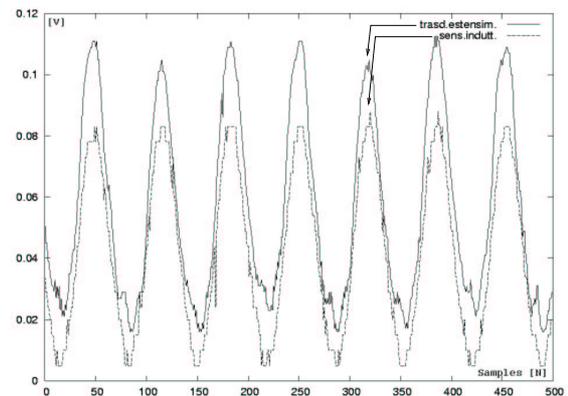


Figura 16: Misura a 5100 giri/min, frequenza di campionamento 6000 Hz.

tipo Mooney-Rivlin.

Pertanto, la modellazione geometrica realizzata si presenta come un valido inizio per la realizzazione di una simulazione del comportamento del materiale nelle condizioni di temperatura ed in presenza degli spostamenti della guarnizione che si verificano in condizioni reali.

Tali parametri, che sono stati misurati anche mediante un trasduttore estensimetrico appositamente realizzato, sembrano fornire indicazioni utili alla caratterizzazione del fenomeno studiato, in quanto presentano un buon grado di corrispondenza con le portate di fuga attese.

## 5 RINGRAZIAMENTI

Si ringrazia l'Ing. Riccardo Longhi per la collaborazione prestata nell'effettuazione delle prove.

Il presente studio fa parte di un programma di ricerca finanziato con fondi dell'Università degli Studi di Parma.

## Riferimenti bibliografici

- [1] Jagger E. T., *Study of the Lubrication of Synthetic Rubber Rotary Shaft Seals*, Proceedings of the Conference on Lubrication and Wear, I.Mech.E., pp. 409-415, 1957.

- [2] Müller, H.K., *Concepts of sealing Mechanism of Rubber Lip Type Rotary Shaft Seals*, Proceedings of the 11<sup>th</sup> International Conference on Fluid Sealing, B.H.R.A., Paper K1, pp. 698-709, 1987.
- [3] Salant, R.F., *Numerical Analysis of the Flow Field Within Lip Seals Containing Microundulations*, ASME Journal of Tribology, Vol. 114, pp. 485-492, 1992.
- [4] Stakenborg, M.J.L., *On the Sealing Mechanism of Radial Lip Seals*, Tribology International, Vol. 21, pp. 335-340, 1988.
- [5] Stakenborg, M.J.L., van Leeuwen, H.J. and ten Hagen E.A.M., *Visco-Elastohydrodynamic (VEHD) Lubrication in Radial Lip Seals: Part I - Steady-State Dynamic Viscoelastic Seal Behavior*, ASME Journal of Tribology, Vol. 112, pp. 578-583, 1990.
- [6] van Leeuwen, H.J., and Stakenborg M.J.L., *Visco-Elastohydrodynamic (VEHD) Lubrication in Radial Lip Seals: Part 2 - Fluid Film Formation*, ASME Journal of Tribology, Vol. 112, pp. 584-592, 1990.
- [7] G. Colombo ed E. Prati, *Condizioni di Tenuta con Guarnizioni Radiali per Alberi Rotanti*, atti del XV Congresso AIMETA di Meccanica Teorica e Applicata, 26-28 Settembre, Taormina, 2001. Sommario pag. SP ME 20.
- [8] M. Amabili, G. Colombo and E. Prati, *Leakage of Radial Lip Seals at Large Dynamic Eccentricities*, Proceedings of the 16<sup>th</sup> International Conference on Fluid Sealing, 18-20 September 2000, Brugge, Belgium, pp. 321-333.
- [9] M. Amabili, G. Colombo and E. Prati, *On the Leakage of Radial Lip Seals*, Proceedings of 2000 AIMETA International Tribology Conference, 20-22 September, L'Aquila, Italy, pp. 565-572
- [10] Amabili M., Colombo G., Prati E., *Impiego della FRF nella Caratterizzazione di Anelli di Tenuta in Elastomero*, V Convegno AIMETA di Tribologia, Varenna (Lc) 1998; pp. 191-202.
- [11] Chung Kyun Kim, Woo Jeon Shim, *Analysis of Contact Force and Thermal Behaviour of Lip Seals*, Tribology International, Vol. 30, N° 2, pp. 113-119, 1997.
- [12] Vionet C.A., *Numerical Investigation of the Sealing Capacity of Centrifugal Instabilities in Shaft Seals*, Int. J. Heat and Flow, Vol. 16, N° 4, August 1995.
- [13] Stakenborg M.J.L., Van Ostayen R.A.J., *Radial Lip Seals, Thermal aspects*, Proceedings of the 15<sup>th</sup> Tribological Design of Machine Elements, Leeds 1989, Ed. Elsevier, Amsterdam, ISBN 0-444-874356, pp. 79-88.
- [14] W. Flugge, *Viscoelasticity*, Springer-Verlag, Berlin 1975.
- [15] M. Amabili, G. Colombo and E. Prati, *Experiments on the Dynamics of a Rubber Ring Seal*, Proceedings of the 17<sup>th</sup> International Modal Analysis Conference (IMAC), February 8-11, 1999, Orlando, USA, pp. 297-301.
- [16] T. Kanaya, H. Inoue, Y. Shimotsuma, *Study of lip behaviour in rotary oil seals*, 10<sup>th</sup> International Conference on Fluid Sealing, Innsbruck, Austria 1984, pp. 439-449.