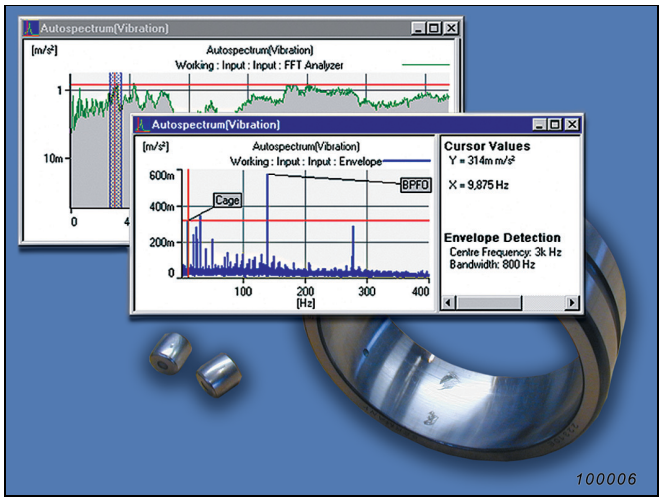
APPLICATION NOTE

Analisi Envelope per la diagnosi di difetti sui cuscinetti

Autore Hans Konstantin-Hansen, Brüel & Kjær, Denmark

L'analisi Envelope o Demodulazione di Ampiezza consente di estrarre il segnale di modulazione da un segnale modulato in ampiezza ed il risultato è la storia temporale del segnale modulante. Questo segnale può essere studiato così com'è nel dominio del tempo oppure può essere soggetto ad una successiva analisi di frequenza. L'analisi Envelope è lo spettro FFT (Fast Fourier Transform) del segnale modulante e può essere impiegata per la ricerca e la diagnosi di difetti che determinano la modulazione di ampiezza della frequenza caratteristica di un elemento rotante quali, ad esempio, riduttori, turbine e motori elettrici; è, inoltre, un mezzo diagnostico eccezionale per la verifica di fessurazioni e di impronte nei cuscinetti a rotolamento.

Il sistema multi analisi PULSE™ dispone di analisi Envelope modello 7773. Questa nota applicativa descrive brevemente la teoria insita nell'analisi Envelope e come questa è implementata sul sistema PULSE.



Le frequenze caratteristiche dei cuscinetti a rotolamento

Le sfere di un cuscinetto che passano sopra un difetto locale sul cuscinetto producono una serie di forze impattive. Se la frequenza di rotolamento della guida è costante la frequenza di ripetizione degli impatti è solo determinata dalla geometria del cuscinetto. Queste frequenze sono chiamate Frequenze del Cuscinetto e risultano:

- BPFO, frequenza di passaggio della sfera sulla guida esterna, denota un difetto sulla guida esterna
- BPFI, frequenza di passaggio della sfera sulla guida interna, denota un difetto sulla guida interna
- BFF, frequenza del difetto sulla sfera = 2 x BSF, frequenza di rotazione della sfera, denota un difetto sulla sfera
- FTF, frequenza fondamentale del treno di sfere, denota un difetto sulla gabbia o un gioco meccanico

Le frequenze caratteristiche del cuscinetto posso essere calcolate con l'impiego delle equazioni fornite in Appendice o impiegando il Calcolatore per Cuscinetti generalmente fornito dal costruttore o altrimenti recuperabile in Internet.

Lo spettro di vibrazione misurato su una macchina rotante contiene sempre una o più di queste frequenze. Frequentemente, e specialmente quando il danno è allo stadio iniziale, le vibrazioni generate da un difetto del cuscinetto sono nascoste per effetto delle altre vibrazioni generate dagli organi rotanti (alberi, ingranaggi, ecc.) e non possono essere misurate né nel dominio del tempo né in quello della frequenza. La vibrazione di un elemento rotante integro si osserverà nel campo di bassa frequenza con la sua frequenza fondamentale ed alcune prime armoniche (frequenza di rotazione dell'albero, frequenza di ingranamento, ecc.) ma, fortunatamente, le vibrazioni da danno sul cuscinetto si manifesteranno su tutto lo spettro. Questo fatto si spiega perché l'impulso periodico, con periodo T, presenta linee spettrali che comprendono tutte le armoniche della frequenza periodica 1/T.

Modulazione da variazione di carico

Il carico radiale del cuscinetto determina la forza di impatto della sfera sul difetto. Un difetto sulla guida ferma di un cuscinetto sarà soggetto alla stessa forza al passaggio di ciascuna sfera e, conseguentemente, tutti gli impulsi del treno di impulsi saranno di uguale ampiezza.

Un difetto sulla guida in rotazione sarà soggetto ad una forza periodica variabile e la variazione sarà alla frequenza di rotazione della guida rotante: rpm/60. Questo comporta che il treno di impulsi sarà modulato in ampiezza dalla frequenza di rotazione della guida e, conseguentemente, tutte le armoniche, BPFO o BPFI (qualunque sia la guida rotante), appariranno modulate dalla frequenza di rotazione della guida. Allo stesso modo la BFF, causata da un difetto sulla sfera, sarà modulata in ampiezza dalla FTF la frequenza di rotazione del treno di sfere.

La presenza di più di un difetto, qualsiasi sia la sua natura, non modifica lo spettro che contiene sempre le armoniche della frequenza del cuscinetto; solo la forma dello spettro cambierà in funzione della posizione relativa dei difetti.

Frequenze interarmoniche

In cuscinetti molto laschi saranno dominanti alcune interarmoniche della frequenza relativa di rotazione delle due guide; generalmente la guida esterna è ferma e la frequenza di rotazione della guida interna corrisponde alla frequenza di rotazione dell'albero motore; le interarmoniche saranno, perciò, le armoniche 0,5, 1, 1,5, 2, 2,5…oppure 1/3, 2/3, 1, 11/3, 12/3, 2… della frequenza di rotazione dell'albero motore. La verifica delle equazioni delle frequenze dei cuscinetti porta a considerare che la BPFO e la BPFI sono molto prossime alla mezza armonica.

Analisi Envelope

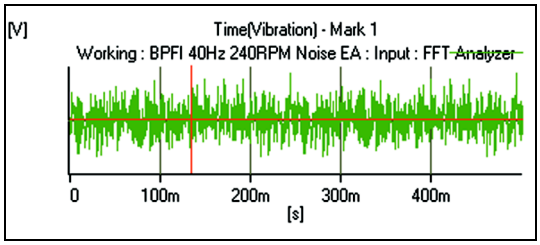
Le frequenze del cuscinetto sono presenti sullo spettro (alla 1/T linea spettrale) ma nascoste alle basse frequenze dalle altre vibrazioni dell'organo rotante. Esiste, tuttavia, un metodo che rende possibile estrarle dalla parte di spettro dove sono la linea spettrale 1/T è dominante; questo metodo è la demodulazione di ampiezza.

> Un filtro passa banda, con frequenza centrale fc, filtra la parte di spettro scelta e la risposta è spostata (sistema eterodina) nel campo delle basse frequenze ($f_c \rightarrow DC$) ed è soggetta all'analisi Envelope.

Se il filtro passa banda contiene il campo di frequenza dove 1/T è dominante la storia temporale risultante sarà dominata dall'inviluppo (envelope) del treno di impulsi originale e questo segnale nel domino del tempo può essere oggetto di analisi FFT per la semplice identificazione delle frequenze del cuscinetto. La figura sottostante illustra queste proprietà.

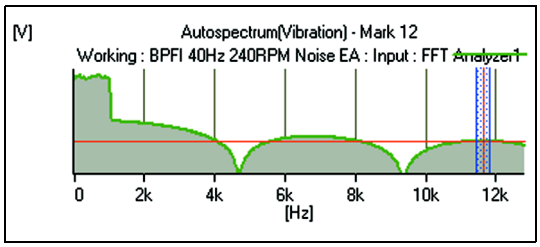
Un segnale sintetizzato nel tempo è composto da un impulso con periodo di ripetizione di 25 ms (40 Hz) soggetto alla modulazione con periodo di 250 ms (4 Hz = 240 rpm) e da vibrazioni casuali nel campo di frequenza $0 \div 1000$ Hz di elevata ampiezza. Questo assomiglia ad un difetto BPFI = 40 Hz , ad una variazione di carico modulata dalla frequenza di rotazione dell'albero motore = 240 rpm e ad un cuscinetto inserito in un organo rotante alquanto "rumoroso".

Fig. 1



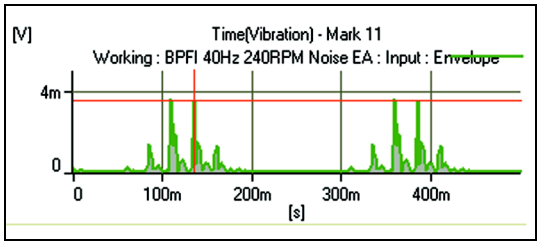
La Fig. 1 mostra la storia temporale del segnale sintetizzato di 0,5 s e 12,8 kHz di banda. Il segnale è dominato dal "rumore" e l'impulso ripetitivo non può essere identificato.

Fig. 2



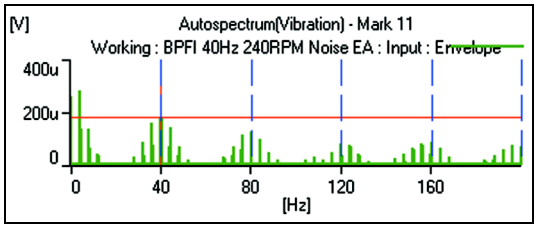
La Fig. 2 mostra lo spettro del segnale sintetizzato dominato dal "rumore" e sopra 1 kHz dominato dalle linee spettrali del trenodi impulsi (l'ampiezza degli impulsi determina i denti dello spettro. I denti risultano le armoniche di 1/ampiezza dell'impulso perciò più ampio è l'impulso più frequenti sono i denti.

Fig. 3



La Fig. 3 la storia temporale dell'inviluppo rilevato attorno a 11,6 kHz con filtro con ampiezza di banda di 400 Hz come indicato sulla Fig. 2. Il risultato conferma la presenza di un treno di impulsi con periodo di 25 ms e ampiezza modulata con periodo di 250 ms quindi esattamente l'inviluppo del segnale sintetizzato depurato dal "rumore" contaminante.

Fig. 4

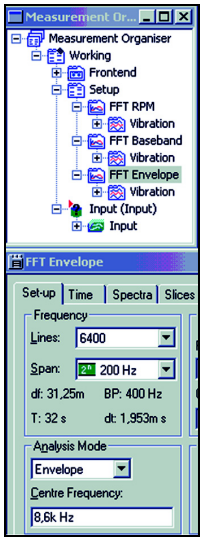


La Fig. 4 è lo spettro ad alta risoluzione di Fig. 3. Mostra le prime 5 armoniche della BPFI = 40 Hz e tutte le ampiezze modulate dalla frequenza di rotazione dell'albero motore = 240 rpm = 4 Hz che tengono conto della variazione di carico.

La modulazione della BPFI può essere percepita come la contaminazione del segnale limpido di 40 Hz della BPFI ma, in realtà ci fornisce diverse informazioni. Nei casi pratici in cui le frequenze del cuscinetto potrebbero non essere conosciute a priori questo spettro è la firma del difetto sulla guida rotante frequentemente la guida interna. Nell'esempio la BPFI è la10a armonica della frequenza di rotazione dell'albero motore; nei cuscinetti normali la BPFI e la frequenza di rotazione dell'albero motore non sono armonicamente legati (vedere le equazioni in Appendice) e questa situazione può essere vantaggiosamente utilizzata per identificare un difetto da carico modulato sulla guida.

Analisi Envelope con PULSE modello 7773

Fig. 5



Se gli rpm della guida in rotazione non sono noti e devono essere misurati c'è la necessità di disporre di tre analizzatori per ottenere l'analisi Envelope; vedere la Fig. 5.

1. Un analizzatore FFT a bassa frequenza per misurare gli rpm della guida in rotazione, Un segnale taco e un tachimetro potrebbero essere una valida alternativa.
2. Un analizzatore FFT per ottenere lo spettro complessivo impiegato per determinare l'impostazione del filtro passa banda dell'analizzatore Envelope.
3. L'analizzatore Envelope che è un analizzatore FFT con la capacità supplementare dell'analisi Envelope. Il filtro è definito attraverso la sua frequenza centrale e la sua banda; la banda è il doppio della frequenza centrale e questa è il campo di analisi dello spettro Envelope. La risoluzione in frequenza, df, dello spettro Envelope è data da df = campo di frequenza/n° di linee a significare che, dopo aver scelto il filtro passa banda, la risoluzione in frequenza è determinata dal numero di linee prescelto. La risposta dell'analizzatore Envelope, nel dominio del tempo

ed in quello della frequenza, può essere post processata come un qualsiasi output di un analizzatore FFT.

Considerazioni pratiche

Scelta del filtro passa banda

Il filtro passa banda dovrebbe essere posizionato dove l'effetto del difetto del cuscinetto è predominante; potrebbe essere qualsiasi posizione nel dominio delle medie frequenze dove non ci sono contributi significativi oltre quelli delle vibrazioni di fondo. I picchi e, specialmente, quelli nuovi o quelli in manifesta evoluzione nel dominio delle medie frequenze, sono generalmente promettenti prospettive. Questa situazione può essere spiegata nel seguente modo: la struttura, cioè, il supporto del cuscinetto o l'intero organo rotante di cui il cuscinetto è una parte, presenta alcune frequenze naturali di risonanza che sono molto sensibili alle forze di eccitazione. La linea spettrale del difetto del cuscinetto è presente nell'intero spettro perciò il difetto ecciterà la risonanza o, in altre parole, la risonanza amplificherà alcune linee spettrali migliorando il rapporto segnale/disturbo; esistono, però, alcuni inconvenienti:

1. Le frequenze dei cuscinetti sono corrette ma il livello di vibrazione dipende dalla posizione di misura ed il valore può rappresentare le caratteristiche strutturali anziché la condizione del cuscinetto. L'analisi della tendenza ha significato solo se la posizione dell'accelerometro di misura è fissa e l'organo rotante non ha subito modifiche (slittamento della risonanza).
2. Se le risonanze sono molto strette, con presenza di scarso smorzamento, possono contaminare l'inviluppo. La risonanza può provocare che l'impulso ecciti il sistema secondo la legge dello smorzamento allargando l'inviluppo dell'impulso stesso compromettendo la storia temporale dell'inviluppo e, conseguentemente, lo spettro di inviluppo.

Se l'organo rotante può essere fermato si potrà misurare la risposta ad un singolo colpo di martello per verificare le risonanze strutturali. Una risonanza non necessariamente è eccitata da un difetto del cuscinetto ma potrebbe coincidere con un dente nello spettro dell'impatto.

Risoluzione in frequenza

La necessaria risoluzione in frequenza, df, è determinata dalle frequenze che si vogliono discriminare ovvero dalle frequenze del cuscinetto e dagli rpm delle guide. La minor frequenza che ci possiamo aspettare è quella dell'analisi FFT o, in realtà, quella corrispondente all'armonica 1/3 (allentamenti). Se l'interarmoniche ½ sono presenti queste, congiuntamente con la BPFO e la PBFI, possono discriminare la soluzione. La df dovrebbe essere $5 \div 10$ volte più fine della necessaria risoluzione in frequenza e questo potrebbe richiedere tempi di misura particolarmente lunghi, $T > 1/df$.

Calibrazione, scale ed unità

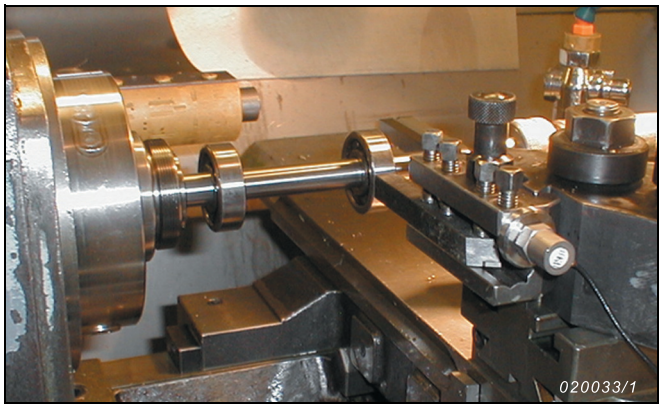
L'analisi Envelope rileva le frequenze del cuscinetto correttamente ma, legato al percorso di trasmissione delle vibrazioni tra difetto e accelerometro sconosciuto, il livello di vibrazione (= accelerazione) sarà più collegato alla posizione di misura sulla struttura che alla gravosità del difetto. Questo significa che la determinazione delle frequenze del cuscinetto può essere realizzata senza alcun rispetto per la calibrazione del sistema di misura, le scale e le unità di misura adottate. In ogni caso è sempre raccomandato di calibrare il sistema di misura per assicurare la sua affidabilità.

Se l'oggetto della misura è l'analisi del trend l'accelerometro non dovrebbe essere posizionato e il filtro passa banda non dovrebbe comprendere una risonanza strutturale ma, piuttosto, essere posti dove lo spettro si manifesta più piatto.

Caso 1: Analisi di Envelope di un cuscinetto logorato

Questo primo caso dimostra l'importanza della risoluzione in frequenza: la scarsa risoluzione di frequenza può portare a conclusioni sbagliate.

Fig. 6

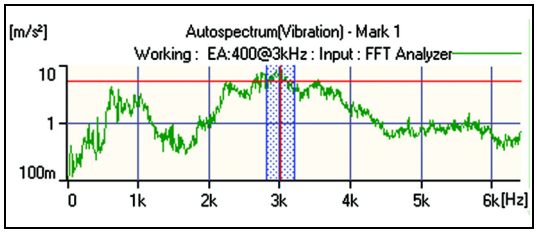


Un cuscinetto standard, modello 6302, è stato usurato. Il cuscinetto è risultato molto lasco e molto rumoroso e per identificarne i difetti è stato oggetto di analisi Envelope. Allo scopo il cuscinetto è stato installato come illustrato in Fig. 6.

Il cuscinetto è stato inserito sul mandrino di un tornio con la guida interna rotante alla medesima velocità del mandrino. La guida esterna è ferma e soggetta al carico radiale dell'utensile impiegato per la tornitura. Un accelerometro, modello 4398, è stato posizionato sulla slitta porta utensile per misurare le vibrazioni laterali generate dal carico sul cuscinetto.

La configurazione di prova è molto vicina alla situazione reale. Il cuscinetto è caricato e le vibrazioni misurate dall'accelerometro sono quelle generate dal cuscinetto e dalle parti rotanti dello stesso tornio. Il cuscinetto è stato soggetto a diversi carichi e velocità di rotazione. La seguente analisi è stata condotta con carico "medio" alla velocità di 1916 rpm.

Fig. 7



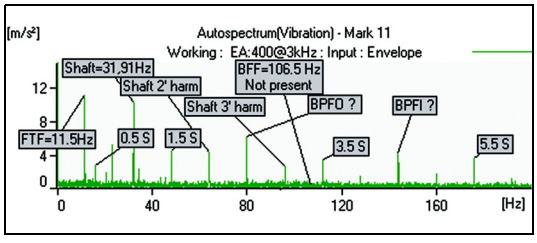
L'analisi FFT è indicata in Fig. 7, Non è stata effettuata alcuna ricerca di frequenze strutturali. Sono state effettuate alcune analisi preliminari per evidenziare che la scelta del fitro passa banda a 3 kHz era ottimale. Il numero di linee spettrali è stato posto a 6400 per ottenere una risoluzione df = 32 mHz .

Impiegando il sistema di calcolo della SKF le frequenze di cuscinetto del modello 6203 a 1916 rpm sono state calcolate in:

- Frequenza dell'albero motore: 31,91 Hz
- FTF = 11,54 Hz
- BPFI = 142,59 Hz, 4,5 interarmonica = 143,61 Hz, Δ = 1,02 Hz
- BPFO = 80,81 Hz, 2,5 interarmonica = 79,78 Hz, Δ = 1,03 Hz
- BFF = 106,56 Hz

E queste sonole potenziali frequenze associate a difetti. La risoluzione di frequenza Δ = 1 Hz = 30 x df indica che la df di 32 mHz scelta per questa analisi è certamente buona.

Fig. 8

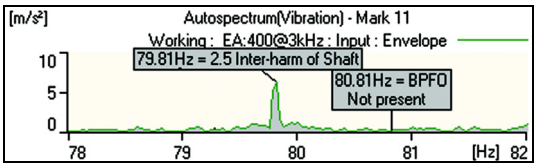


In Fig. 8 sono illustrati i risultati dell'analisi Envelope. Le armoniche e le 1/2 interarmoniche della frequenza dell'albero motore sono tutte presenti e questo, unitamente alla FFT significativa, dimostra la presenza di un cuscinetto gravemente usurato a conferma dell'impressione soggettiva.

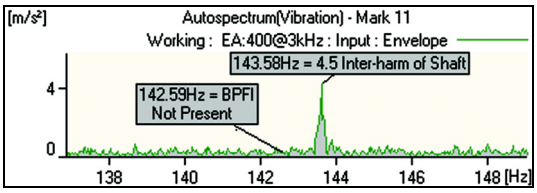
La BFF non è presente quindi non c'è alcuna indicazione di difetti sulle sfere che sono i difetti più difficili da evidenziare (la sfera può rotolare in modo tale che talvolta il difetto è eccitato e talvolta no).

Fig. 9

a)



b)



Le due componenti BPFO e BPFI sembrano essere presenti ma la domanda è se queste componenti sono frequenze del cuscinetto o le interarmoniche ½. Come illustrato in Fig. 9 queste componenti non sono frequenze del cuscinetto ma le interarmoniche 2,5 e 4,5 della frequenza dell'albero motore.

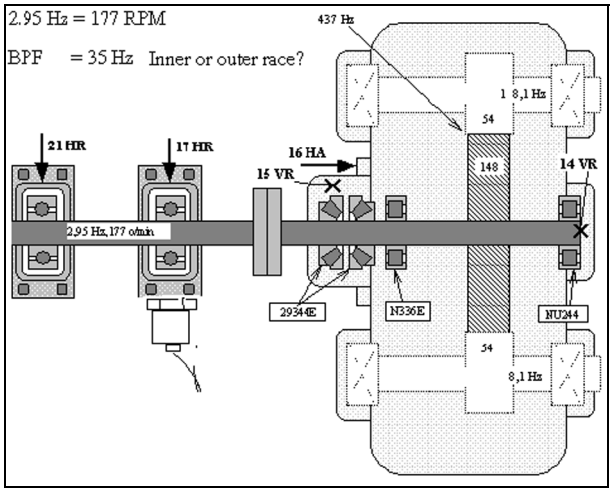
Conclusione

Il cuscinetto soffre di estremi laschi e può avere la gabbia danneggiata (FTF). Non ci sono indicazioni di difetti locali sia sulle guide sia sulle sfere.

Caso 2: Analisi Envelope di un cuscinetto di un albero portaelica

L'eccessiva vibrazione e rumore in prossimità di un riduttore navale e dell'albero portaelica richiede una specifica analisi per identificare il problema.

Fig. 10

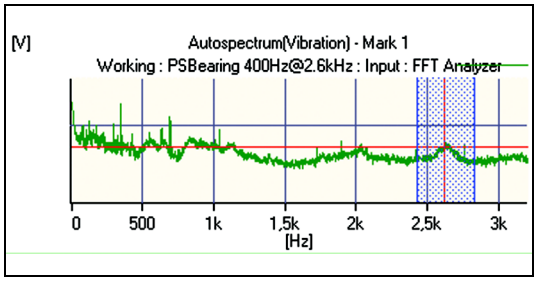


In Fig. 10 si può osservare la presenza di due ingranaggi e diversi cuscinetti. Senza considerare l'alto livello di rumore, normale per questi sistemi, è stata notata la presenza di rumore di tipo impattivo che indica la possibilità di presenza di difetti sui cuscinetti. Sono state effettuate diverse misure di vibrazione e quelle in corrispondenza del cuscinetto 17 HR sono risultate le più importanti.

Il tipo di cuscinetti del riduttore era noto ma i cuscinetti dell'albero portaelica erano sconosciuti. La velocità di rotazione dell'albero portelica era di 177 rpm = 2,95 Hz e, dall'esperienza maturata in un caso precedente, la BPF era di 34 ÷ 35 Hz alla specifica velocità di rotazione.

Analisi

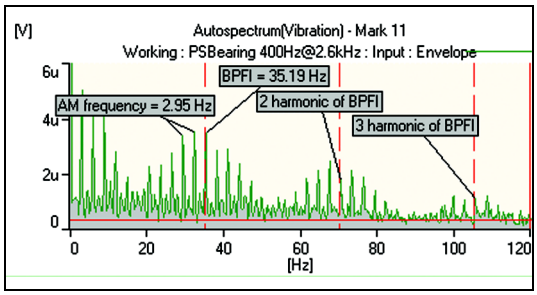
Fig. 11



L'analisi FFT (0 ÷ 3200 Hz), indicata in Fig. 11, evidenzia frequenze discrete alcune delle quali dovute all'ingranamento, L'alto livello di vibrazione a bassa frequenza può essere dovuto sbilanciamento e disallineamento dell'albero portaelica o, anche, da impatti a bassa frequenza ovvero a difetti sui cuscinetti. Lo spettro evidenzia, inoltre, alcuni picchi che potrebbero essere legati a frequenze di risonanza.

Quello a 2600 Hz ci è sembrato promettente. Il filtro passa banda è stato quì posizionato con banda di 400 Hz e 1600 linee spettrali per ottenere una risoluzione df = 250 mHz corrispondente a circa 1/10 della frequenza di rotazione dell'albero portaelica.

Fig. 12

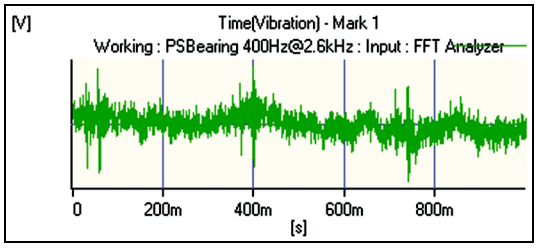


Lo spettro Envelope risultante, indicato in Fig. 12, mostra la firma del difetto della guida interna: le armoniche della BPFI = 35,19 Hz (ampiezza generata dal carico) modulata dalla frequenza di rotazione dell'albero porta elica = 2,95 Hz; non ci sono altre indicazioni di altre frequenze di cuscinetto. Dopo la sostituzione del cuscinetto la diagnosi è stata confermata dall'ispezione visiva.

Storia temporale dell'Envelope

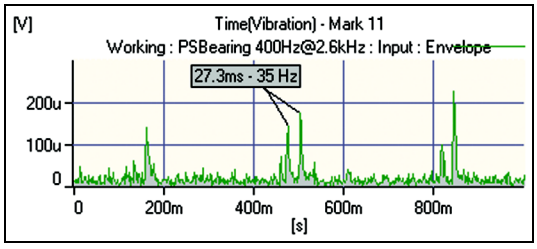
Le frequenze del cuscinetto sono meglio identificate nello spettro di Envelope. Lo studio della storia temporale dell'Envelope può essere importante nella determinazione di quando e come i fenomeni impattivi hanno luogo.

Fig. 13



Lo studio dell'evoluzione temporale non è realmente lo scopo di questa nota applicativa. Le fig. 13 e fig. 14 mostrano lo spettro e la storia temporale dei cuscinetti dell'albero portaelica e forniscono la prima impressione sulle potenzialità della storia temporale.

Fig. 14



La storia temporale è piuttosto "rumorosa" ma con un pò di buona volontà è possibile identificare tre eventi impulsivi in 1 secondo corrispondenti ad un evento per ogni giro dell'albero. Questo evento non può essere correlato con un difetto di cuscinetto ma la storia temporale evidenzia la presenza di tre gruppi di eventi impulsivi per secondo.

All'interno di ciascun gruppo è possibile identificare picchi distanziati di 27,3 ms corrispondenti a 35 Hz = BPFI. Solo 5 ÷ 6 passaggi di sfera possono essere identificati per ogni secondo (difetto in condizione di zona di carico). La distanza tra i gruppi di impulsi è esattamente uguale al periodo di rotazione dell'albero portaelica a conferma della modulazione di ampiezza degli impatti da parte della rotazione dell'albero. La storia temporale evidenzia gli impatti a maggior contenuto energetico; gli altri, facilmente determinabili con l'analisi Envelope, sono di difficile o impossibile determinazione.

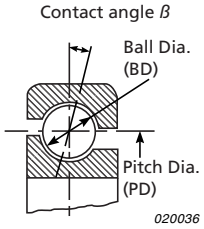
Appendice

Equazioni delle frequenze dei cuscinetti

n = numerodi sfere o rulli

fr = frequenza di rotazione relativa tra guida interna ed esterna

Impatti (Hz) assumendo moto rotazionale puro:



BPFO, Outer Race Defect: $f(Hz) = \frac{n}{2} f_r \left(1 - \frac{BD}{PD} \cos\beta\right)$ (1)

BPFI, Inner Race Defect: $f(Hz) = \frac{n}{2} f_r \left(1 + \frac{BD}{PD} \cos\beta\right)$ (2)

BFF, a Ball Defect: $f(Hz) = \frac{PD}{BD} f_r \left[1 - \left(\frac{BD}{PD} \cos\beta\right)^2\right]$ (3)

Riferimenti

Brüel& Kjær Technical Review n° 1-1987: Vibration Monitoring of Machines

BO 0511 – 11 2010-02

HEADQUARTERS: Brüel & Kjær Sound & Vibration Measurement A/S · DK-2850 Nærum · Denmark
Telephone: +45 7741 2000 · Fax: +45 4580 1405 · www.bksv.com · info@bksv.com

Local representatives and service organisations worldwide

Brüel & Kjær