

Capitolo 3

Caratteristiche frequenziali dei difetti

3.1 Introduzione

La complessità del banco prova e la conseguente presenza di diversi elementi, richiede un appropriato studio delle frequenze caratteristiche corrispondenti ai difetti riscontrabili nel macchinario nel suo complesso.

Oltretutto lo spettro relativo al segnale può semplicemente contenere frequenze caratteristiche sempre presenti, come, ad esempio, la frequenza di ingranamento e la frequenza di rotazione.

È quindi importante, per individuare un difetto, conoscere le frequenze tipiche in corrispondenza delle quali, la presenza di una componente spettrale indicherebbe la generazione del difetto.

Allo stesso tempo, sulla base della conoscenza delle frequenze caratteristiche, si potrebbe valutarne il valore tipico, in funzione della velocità di rotazione, in modo da seguirne l'evoluzione nel tempo.

In realtà il trend dell'ampiezza delle componenti delle varie frequenze non è legato con certezza alla progressione delle dimensioni del difetto.

Ad esempio, nello studio di difetti sulle piste dei cuscinetti, si può notare la comparsa della frequenza caratteristica del difetto, che però, nel tempo, dopo una prima fase di aumento tende a stabilizzarsi come se le dimensioni del difetto rimanessero costanti, quando in realtà le dimensioni aumentano progressivamente, ma il passaggio del corpo volvente sulla pista, smussando ed arrotondando la superficie in corrispondenza del difetto stesso, tende a generare una minor quantità di vibrazioni e rumori.

Anche gli stessi ingranaggi possono dar luogo ad una interpretazione errata del segnale durante le prime fasi operative.

Infatti è bene attenersi ad una prima fase di rodaggio, che permetta l'eliminazione di quei residui, sulla superficie dei fianchi dei denti, che generano un'elevata attività vibratoria e rumorosità.

Dopo un certo n° di giri, tale attività tende ad attenuarsi in maniera decisa.

Nei successivi paragrafi si definiscono le frequenze caratteristiche dei cuscinetti e degli ingranaggi.

3.2 Cuscinetti volventi

La durata di vita di un cuscinetto ad elementi rotanti dipende da numerosi parametri di insieme (qualità del montaggio, lubrificante, carico, elementi inquinanti, carichi statici e dinamici, qualità del materiale, ecc.).

La figura successiva mostra i processi di danneggiamento tipici dei cuscinetti, tra cui, rappresentato in a), la generazione del fenomeno di abrasione, che si origina dal più statisticamente importante fattore di usura dei cuscinetti ad elementi rotanti, la perdita di lubrificante. La frizione tra le superfici a contatto determina una sovra temperatura locale tale da alterare le proprietà del materiale e generare rotture a fatica.

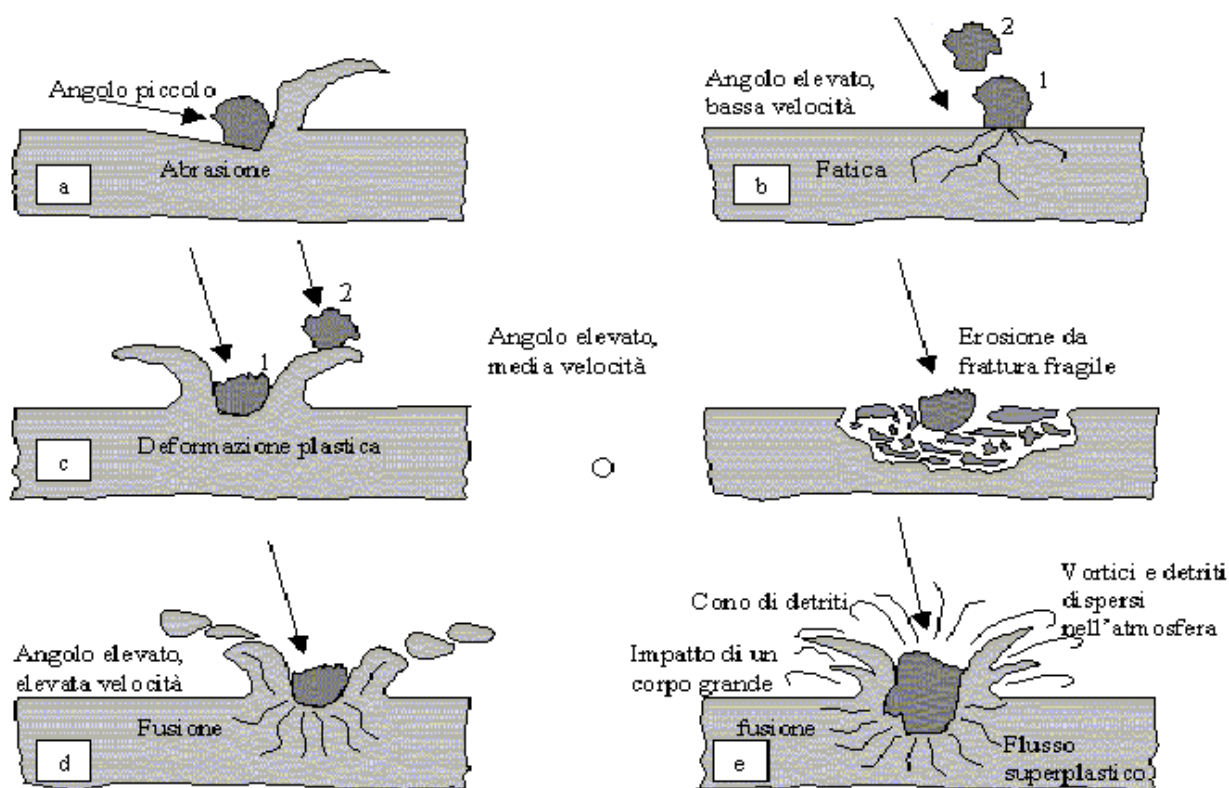


Figura 3- 1 Esempi di danneggiamento piste cuscinetti (DA[4])

Le microparticelle metalliche asportate inquinano il lubrificante e determinano una azione abrasiva sulle superfici di scorrimento (anelli interno ed esterno).

Si vengono a formare delle cricche che causano, dopo un processo di propagazione da uno strato sub-superficiale alla superficie, il distacco di materiale sotto forma di scaglie.

Tale distacco genera sulla superficie dei crateri (fenomeno del pitting), i quali determinano, al passaggio degli elementi volventi sopra di essi, un urto.

Il modello-tipo di evoluzione dello stato di usura di un cuscinetto a rotolamento è distribuito su tre differenti aree:

- I. Cuscinetto in buone condizioni operative;
- II. Presenza di alcune cricche di fatica;
- III. Usura diffusa

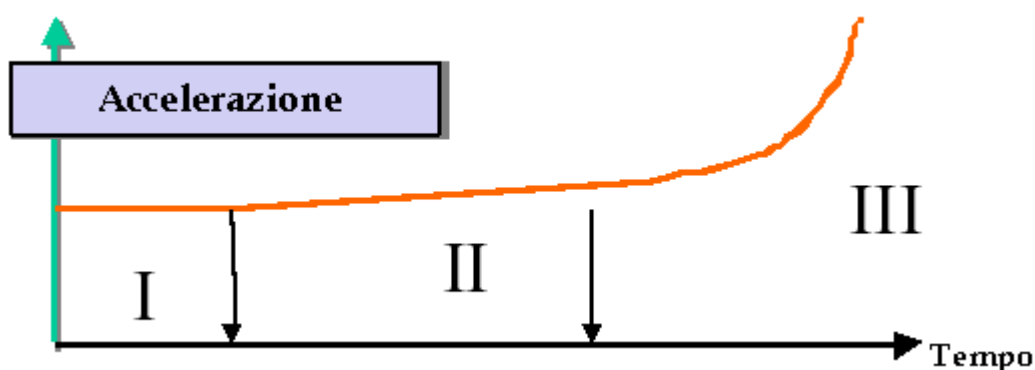


Figura 3-2 Andamento del livello vibrazionale nel tempo in funzione dello stato del cuscinetto (da [4])

Quando il livello di usura del cuscinetto a rotolamento raggiunge l'area III la curva di evoluzione diviene esponenziale ed il cuscinetto risulta gravemente danneggiato in breve tempo.

La principale difficoltà di diagnosi consiste nel “predire” la durata di vita prima della rottura. Se il difetto che si riscontra rientra nell'ambito di una insufficiente lubrificazione, il modello di evoluzione dell'usura è molto simile a quello appena esaminato con la particolarità che se interveniamo in tempo utile siamo in grado di ritornare alla prima area, quella di comportamento soddisfacente del cuscinetto.

La frequenza con cui gli urti si ripetono dipende da due parametri:

- I. la velocità di rotazione relativa degli anelli;
- II. il numero degli elementi volventi.

Nella determinazione delle frequenze caratteristiche dei difetti si considera il semplice caso di un cuscinetto a sfere in cui non si tiene conto della presenza dell'eventuale strisciamento che potrebbe verificarsi tra le piste e le sfere.

La quota di strisciamento dipende dal carico che agisce sul cuscinetto e risulta praticamente indipendente dalla velocità di rotazione, come illustrato dalla figura successiva in cui si

riportano i risultati ottenuti valutando la velocità di rotazione della gabbia rispetto al valore teorico dato dalle formule.

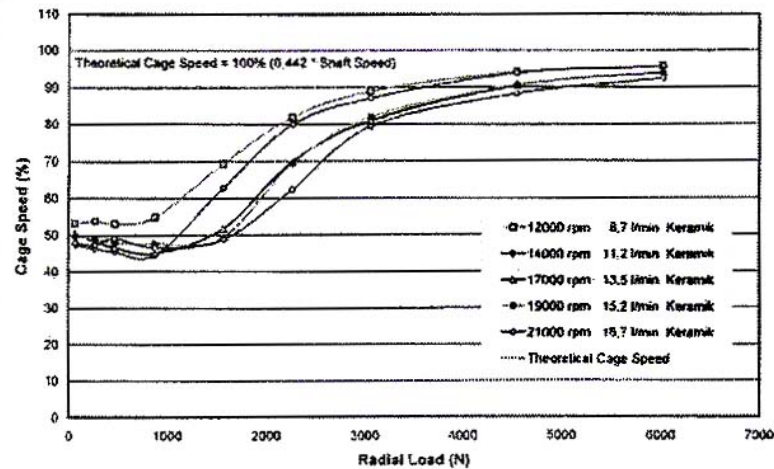


Figura 3- 3 Velocità della gabbia in funzione della velocità di rotazione e del carico [81]

La velocità della gabbia, a bassi valori del carico radiale si attesta intorno al 50% del valore teorico, per poi crescere rapidamente, per attestarsi attorno al 95 % per elevati valori del carico, mentre al variare della velocità di rotazione, le curve ottenute presentano lo stesso andamento con valori molto vicini.

Lo strisciamento del corpo volvente è un aspetto molto importante dell'analisi dei cuscinetti, in quanto non permette di affermare che l'elemento volvente periodicamente tornerà sul difetto generatosi su una pista.

In effetti ad ogni giro di rivoluzione, variando la quota % di strisciamento, il segnale prodotto dal difetto non potrà essere considerato come periodico.

Tale variazione è comunque bassa e quindi il segnale è definibile come "ciclostazionario, quindi non essendo periodico il segnale prodotto dai difetti sui cuscinetti, questo viene rimosso applicando la teoria della media sincrona, che è molto utile ed affidabile nell'analisi degli ingranaggi.

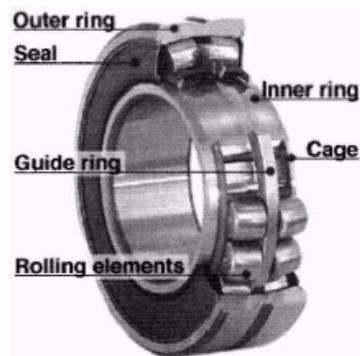


Figura 3- 4 Definizione cuscinetto (da[61])

Il contatto tra le sfere e le piste ricavate sugli anelli, sia per il gioco che per le spinte assiali, avviene lungo una retta inclinata dell'angolo β , **angolo di contatto**, rispetto al piano perpendicolare all'asse di rotazione.

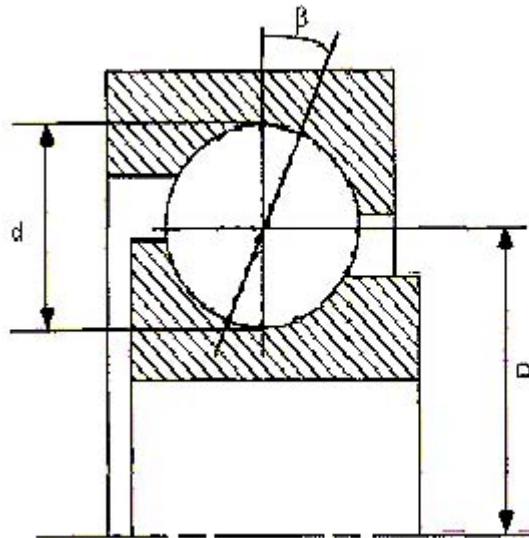


Figura 3- 5 Schema cuscinetto (da[80])

Dall'analisi geometrica rappresentativa del contatto sfera piste degli anelli si ricava la relazione:

$$\cos \beta = 1 - \frac{g_r}{4 \cdot (r_a - r)} \quad [3.1]$$

dove g_r è il gioco, r_a è il raggio dell'arco di cerchio che costituisce il profilo delle piste degli anelli, e r è il raggio delle sfere.

Si tratta di una relazione che non tiene conto delle deformazioni sia dei corpi volventi che delle piste, deformazioni che influiscono sul valore dell'angolo di contatto aumentandolo all'aumentare delle stesse.

Si riportano le espressioni che ci permettono di determinare l'eventuale presenza di difetti sull'anello interno, sull'anello esterno, sui corpi volventi e sulla gabbia, adottando le sigle BPFi (Ball Passing Frequency i), comunemente utilizzate in diagnostica.

3.2.1 Difetto anello interno

Indicando con Z il numero di corpi volventi, la frequenza BPFi o f_i con cui si registra il passaggio dei corpi volventi sul difetto della pista interna è data da:

$$\text{BPFI} = f_i = \frac{z}{2} \cdot f_r \left(1 + \frac{d}{D} \cdot \cos \beta \right) \quad [3.2]$$

dove f_r è la frequenza relativa di rotazione, con f_r pari a:

$$f_r = \frac{1}{2\pi} \cdot (\Omega_e - \Omega_i); \quad [3.3]$$

3.2.2 Difetto anello esterno

La frequenza BPFO o f_e con cui con cui si registra il passaggio dei corpi volventi sul difetto della pista esterna è data da:

$$\text{BPFO} = f_e = \frac{z}{2} \cdot f_r \left(1 - \frac{d}{D} \cdot \cos \beta \right) \quad [3.4]$$

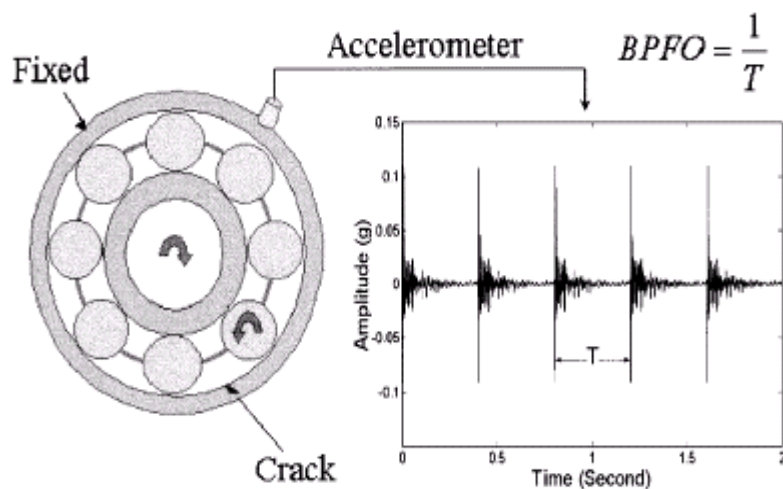


Figura 3- 6 Schema rilevazione BPFO (da[61])

3.2.3 Difetto sul corpo volvente

Durante la rotazione del corpo volvente attorno al proprio asse, si osserva che il difetto sul corpo incontra una volta l'anello esterno e una volta l'anello interno.

Ciò determina che il passaggio del difetto sull'anello interno ed il passaggio del difetto sull'anello esterno hanno la stessa periodicità BPF, ma risultano sfasati di mezzo periodo e sono rilevati con ampiezze diverse, ciò dovuto alla diversità del percorso del segnale e dell'intensità dell'urto.

La frequenza corrispondente al passaggio del difetto sopra ciascuno degli anelli viene indicata con BPFR o f_v ed ha la seguente espressione:

$$\text{BPFR} = f_v = \frac{D}{d} \cdot f_r \left(1 - \left(\frac{d}{D} \cdot \cos \beta \right)^2 \right) \quad [3.5]$$

Nel campo delle frequenze il difetto sul corpo volvente è rappresentato da due picchi, uno a BPFR e uno a 2xBPFR, a cui si aggiungono le armoniche date dalla distorsione del segnale.

3.2.4 Difetto sulla gabbia

Il difetto della gabbia può essere dovuto ad una sua eventuale eccentricità, alla presenza di giochi eccessivi tra la gabbia e gli elementi rotolanti, e più raramente alla sua rottura, evento raro perché tra gli elementi che costituiscono un cuscinetto, tranne il caso di un errato montaggio, è quello più difficilmente danneggiabile.

La frequenza caratteristica è la frequenza di rotazione BPFC o f_g :

$$\text{BPFC} = f_g = \frac{f_r}{2} \left(1 - \frac{d}{D} \cdot \cos \beta \right) \quad [3.6]$$

La tabella 3-1 riporta i valori delle frequenze caratteristiche dei difetti in funzione del numero di giri relativi agli anelli interni n_i e anelli esterni n_e , corrispondenti alle tre possibili condizioni di accoppiamento, ovvero anello interno fisso, anello esterno fisso ed entrambi gli anelli rotanti.

Difetto	Anello esterno fisso $n_e=0$	Anello interno $n_i=0$	Anelli rotanti
Anello interno BPFI	$\frac{z \cdot n_i}{120} \left(1 + \frac{d}{D} \cos \beta \right)$	$\frac{z \cdot n_e}{120} \left(1 + \frac{d}{D} \cos \beta \right)$	$\frac{z \cdot n_e - n_i }{120} \left(1 + \frac{d}{D} \cos \beta \right)$
Anello esterno BPFO	$\frac{z \cdot n_i}{120} \left(1 - \frac{d}{D} \cos \beta \right)$	$\frac{z \cdot n_e}{120} \left(1 - \frac{d}{D} \cos \beta \right)$	$\frac{z \cdot n_e - n_i }{120} \left(1 - \frac{d}{D} \cos \beta \right)$
Corpo volvente e BPFR	$\frac{n_i}{120} \frac{1 - \left(\frac{d}{D} \cos \beta \right)^2}{\frac{d}{D}}$	$\frac{n_e}{120} \frac{1 - \left(\frac{d}{D} \cos \beta \right)^2}{\frac{d}{D}}$	$\frac{ n_e - n_i }{120} \frac{1 - \left(\frac{d}{D} \cos \beta \right)^2}{\frac{d}{D}}$
Gabbia BPFC	$\frac{n_i}{120} \left(1 - \frac{d}{D} \cos \beta \right)$	$\frac{n_e}{120} \left(1 + \frac{d}{D} \cos \beta \right)$	$\frac{n_e + n_i}{120} + \frac{n_e - n_i}{120} \frac{d}{D} \cos \beta$

Tabella 3-1

Le frequenze riportate valgono anche per i cuscinetti a rulli, dove si assume $\beta=0^\circ$, e sono valide per un cuscinetto ideale funzionante senza strisciamenti.

Gli strisciamenti sono sempre presenti ed abbassano leggermente il valore delle stesse frequenze caratteristiche, stesso effetto prodotto dalla presenza di giochi eccessivi.

3.3 Caratteristiche degli spettri relativi ai difetti dei cuscinetti

La comparsa di una delle BPFi è generalmente accompagnata dalla presenza di altre linee spettrali, le quali hanno, spesso, un loro significato preciso.

Di seguito riportiamo i principali aspetti dello spettro relativamente a:

1. Anello esterno

Se, oltre alla BPFO, nello spettro si registra la presenza di:

- 1) una banda laterale, caratterizzata da linee spettrali distanziate dalla BPFO di una quantità pari a f_r e/o dai suoi multipli, allora siamo in presenza del fenomeno di modulazione, il quale può indicarci eventuali giochi o eccentricità;
- 2) f_r che indica possibili squilibri e giochi;
- 3) armoniche di BPFO, le quali indicano che il segnale risulta distorto probabilmente a causa di materiale metallico, che distaccatosi, si è successivamente saldato sull'anello esterno

2. Anello interno

Se, oltre alla BPFi, nello spettro si registra la presenza di f_r , questo indica possibili squilibri e giochi tra albero ed anello interno;

Se il difetto sull'anello interno è molto piccolo, normalmente è difficile percepire con le tecniche tradizionali la BPFi.

Nell'ambito delle vibrazioni rilevate dagli accelerometri l'ampiezza delle linee spettrali relative a difetti presenti sull'anello interno hanno una ampiezza decisamente inferiore, dipendente dal percorso superiore che deve compiere la vibrazione, quindi soggetta ad una attenuazione superiore, e, soprattutto dovuto al fatto che generalmente un difetto sull'anello interno passa nella zona caricata solo una volta per giro.

Proprio la difficoltà sulla individuazione precoce del difetto sull'anello interno, mostra il grande pregio della analisi dell'AE svolta con i sensori acustici, i quali operando nel range delle alte frequenze, riescono, lavorando su segnali decisamente più puliti, fig 3-14, ad individuare la BPFi, come già dimostrato in [35].

In effetti, il passaggio dei difetti sulle superfici di rotolamento genera emissioni di onde elastiche ad alta frequenza, che vengono modulate dalle frequenze caratteristiche di passaggio.

Il segnale ad alta frequenza funge da portante, che, dopo la demodolazione, permette di rilevare le frequenze caratteristiche del cuscinetto.

Si ottiene come risultato un segnale pulito in grado di evidenziare nettamente le frequenze dei difetti.

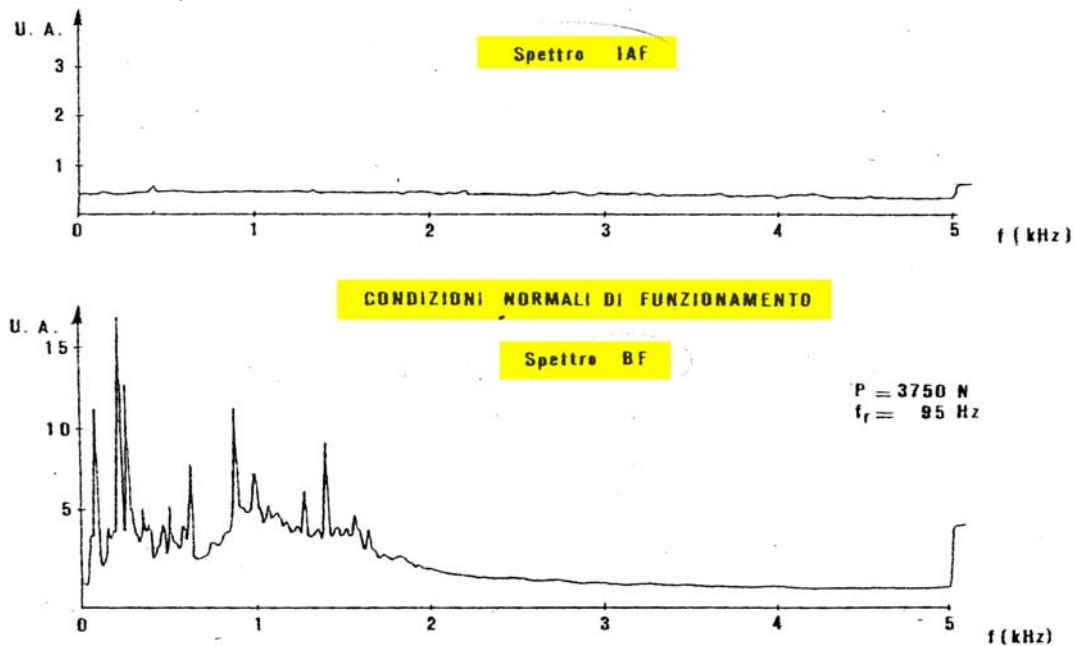


Figura 3- 7(DA[35])

La figura successiva mostra, evidenziate dalle frecce, la BPFi, la sua 2°armonica accompagnata da banda laterale modulata dalla frequenza di rotazione: $2x\text{BPFi} \pm f_r$.

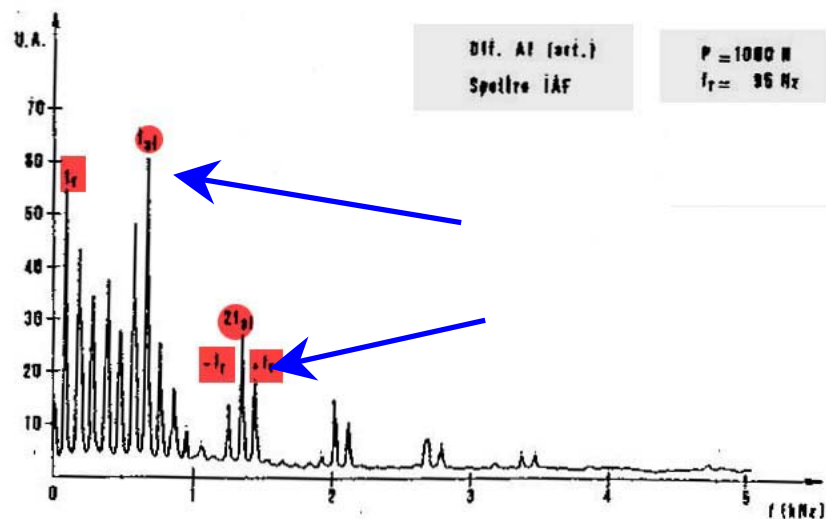


Figura 3- 8 (DA[35])

3. Corpo volvente

Se, oltre alla BPFR, si registra la presenza di:

- 1) $2 \times \text{BPFR}$, che non è solo la 2° armonica di BPFR, ma può anche indicare che l'elemento ruoti in modo tale da far entrare in contatto il difetto con entrambe le piste.
- 2) una banda laterale caratterizzata da linee spettrali distanziate dalla BPFR di una quantità pari a f_g e/o dai suoi multipli: fenomeno della modulazione;

Anche in questo caso per gli accelerometri e i microfoni si ritiene che le numerose interfacce attenuino in modo rilevante il segnale, mentre con l'AE l'individuazione risulta molto rapida e semplice.

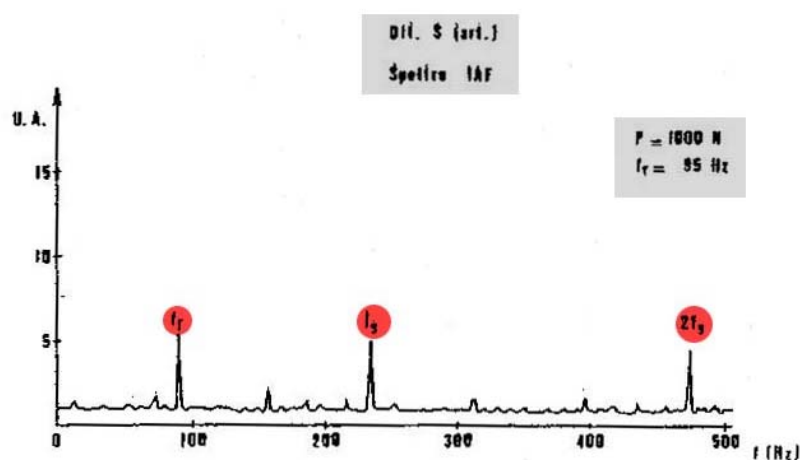


Figura 3- 9(DA[35])

Se il difetto sull'elemento volvente non è unico allora si può assistere ad una distribuzione di linee spettrali a larga banda.

Oltre ai problemi connessi con la generazione di cricche di fatica e fenomeni di pitting, l'analisi spettrale permette di poter valutare altre tipologie di inconvenienti presenti nelle macchine ad organi rotanti come la corrosione o l'insufficiente lubrificazione.

4. Corrosione acida

Quando il cuscinetto opera in ambiente acido, lo spettro è caratterizzato da numerose linee spettrali di piccola ampiezza.

In particolare possono apparire le armoniche delle frequenze caratteristiche senza che compaiono le fondamentali.

In caso di erosione sulle piste si riscontrano armoniche di:

- BPFO fino al settimo ordine;
- BPF1 fino al sesto ordine.

5. Lubrificazione non adeguata

In condizioni di lubrificazione insufficiente, si ha la rottura del meato lubrificante dove il cuscinetto è maggiormente caricato, ovvero in corrispondenza, principalmente, dell'anello interno dove per via della rotazione e della maggior curvatura il velo di lubrificante ha uno spessore minimo.

L'impatto dei corpi volventi contro l'anello genera una serie di impulsi che eccitano la frequenza di risonanza naturale accompagnata da banda laterale con modulazione di frequenza pari a BPFI.

Esiste, però, il problema di non confondere lo spettro relativo ad una non corretta lubrificazione con gli spettri corrispondenti ai difetti relativi a fenomeni quali il passaggio di corrente e l'effetto sirena, risolvibile analizzando le differenze che si osservano nello spettro relativo al difetto.

In effetti l'insufficiente lubrificazione genera solitamente 4 linee spettrali con differenze pari a BPFI, ma che non risultano essere armoniche della stessa BPFI, mentre il passaggio di corrente genera molte linee spettrali che sono invece armoniche di BPFI o BPFO, e l'effetto sirena genera invece 3 o 4 linee spettrali, armoniche della frequenza di rotazione, con differenze di frequenza uguali a due o tre volte la frequenza di rotazione.

6. Passaggio di corrente

I cuscinetti possono venir danneggiati da scariche elettriche e/o da passaggi continui di corrente.

Nel primo caso il danneggiamento consiste nella formazioni di piccoli crateri, mentre nel secondo caso si assiste alla formazione di uno strato abrasivo sulle superfici delle piste e degli elementi volventi generato dagli archi elettrici che si formano quando, a causa dei giochi, si ha il distacco delle superfici.

Nello spettro caratteristico si osservano linee spettrali ad elevata frequenza modulate dalle frequenze di passaggio dei corpi volventi.

7. Giochi eccessivi

Un gioco eccessivo pone in risalto, nel diagramma spettrale, la frequenza fondamentale di rotazione e le sue armoniche, a causa degli urti e dei rimbalzi che l'albero subisce durante la rotazione .

Il segnale legato ad un gioco eccessivo è caratterizzato dalla non linearità, evidenziata dalla presenza di una terza armonica di ampiezza maggiore rispetto alla seconda e alla quarta armonica.

L'individuazione di giochi eccessivi è permessa se compaiono frequenze di valore pari alla frazione della frequenza fondamentale di rotazione.

La comparsa di tali frequenze sono legate al fatto che si possa verificare un urto maggiore, ad esempio, ogni tre giri, con la conseguenza di percepire una frequenza pari ad un terzo di quella fondamentale.

Previsioni

A seconda dell'aumento che si registra nella propagazione del difetto si può decidere di sostituire il cuscinetto nel più breve periodo o di optare per la permanenza del cuscinetto fino al primo arresto della macchina per le programmate operazioni di manutenzione, senza quindi aggiungere operazioni di manutenzione straordinarie.

Indicazioni di carattere generale

Se s'individua un cuscinetto difettoso la sua durata residua dipende da :

- 1- Tipo di difetto diagnosticato: un difetto sulle piste è meno dannoso di un difetto sul corpo volvente e di una possibile mancanza di lubrificazione;
- 2- Vita : l'esperienza permette di affermare che un cuscinetto che è durato molto tempo, senza difetti, durerà, dopo la generazione del difetto, più del cuscinetto in cui si è generato il difetto dopo poco tempo.
- 3- Velocità di rotazione: quanto più è elevata la velocità di rotazione tanto più è elevato il deterioramento.

3.4 Applicazioni cuscinetti banco prova

Il banco prova presso il laboratorio "Scalbatraio" presenta diversi cuscinetti a rulli e a sfere, sia reggispinta, i QJ214 montati sugli alberi contrassegnati con i numeri 1 e 2 che di semplice sostegno, come i SKF 6004 montati sugli alberi test.

Si riporta di seguito una serie di figure che illustrano il posizionamento di tali cuscinetti.

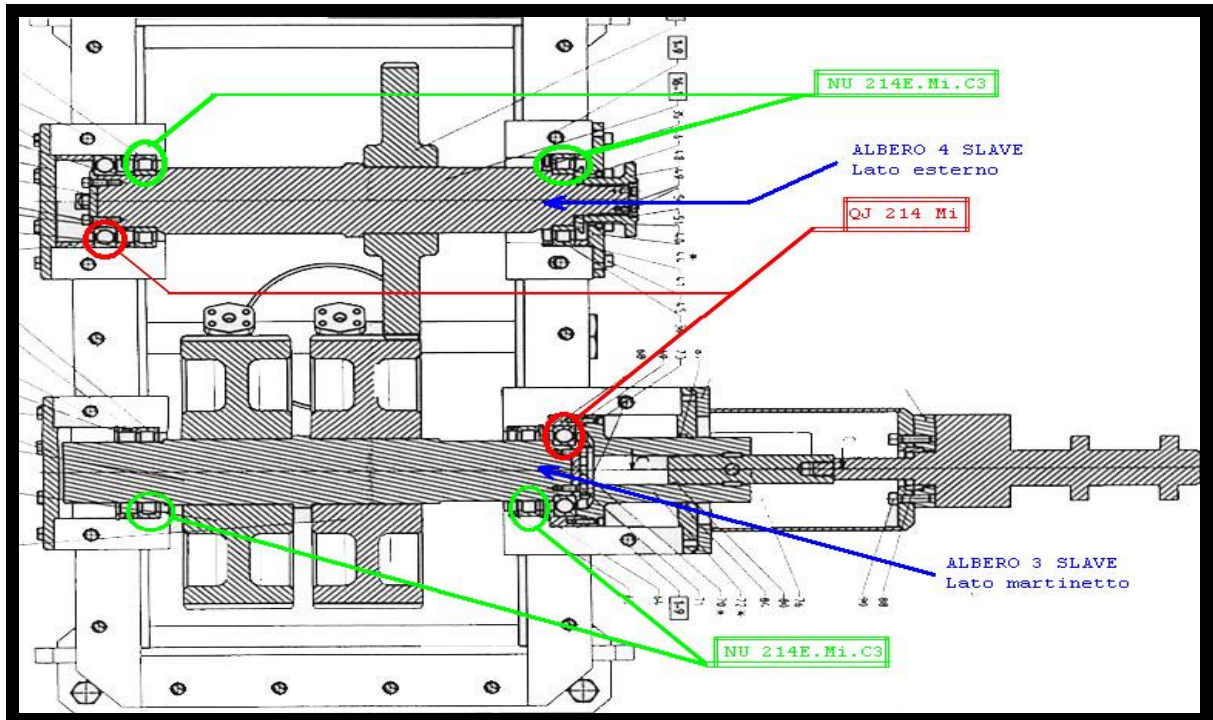


Figura 3- 10 Posizione ed identificazione cuscinetti su albero 3-4

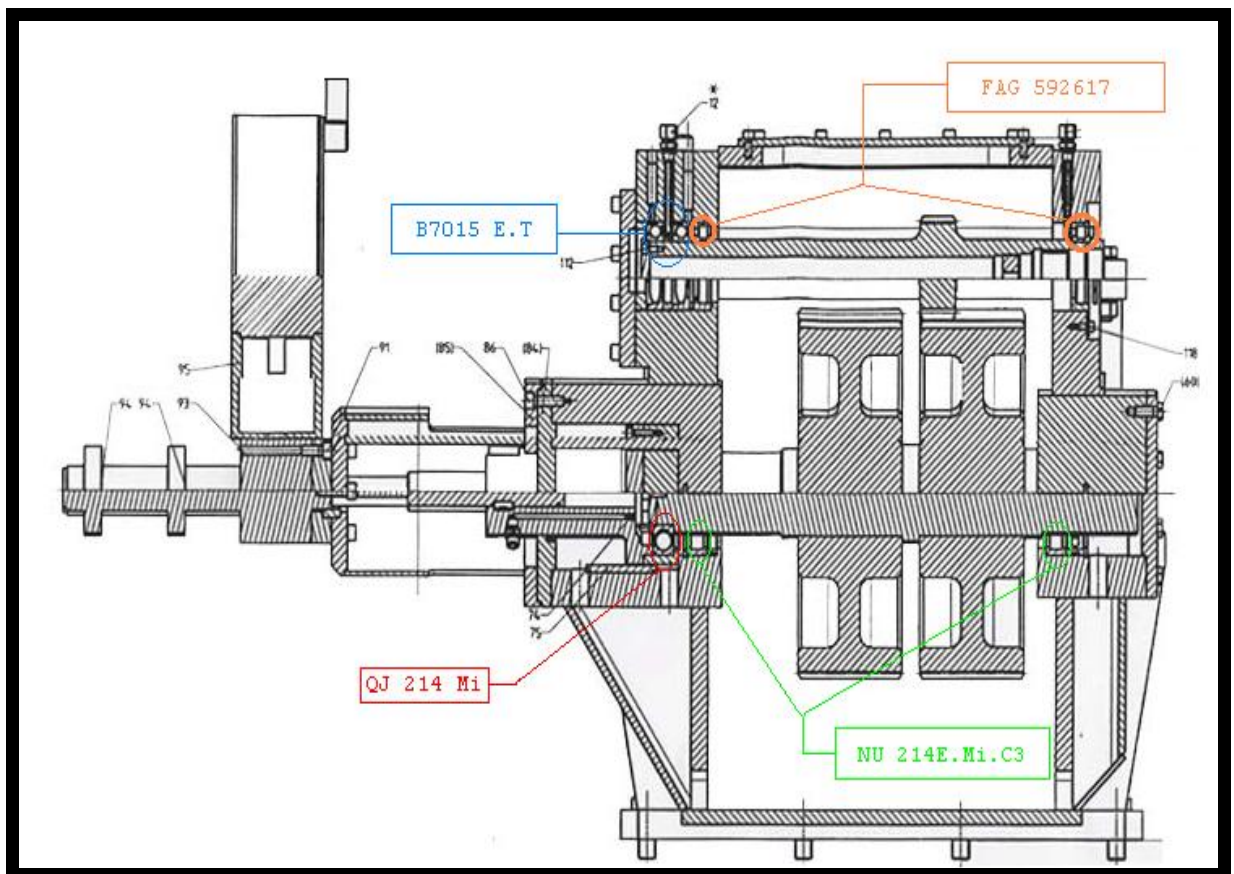


Figura 3- 11 Posizione ed identificazione cuscinetti su albero 1-3

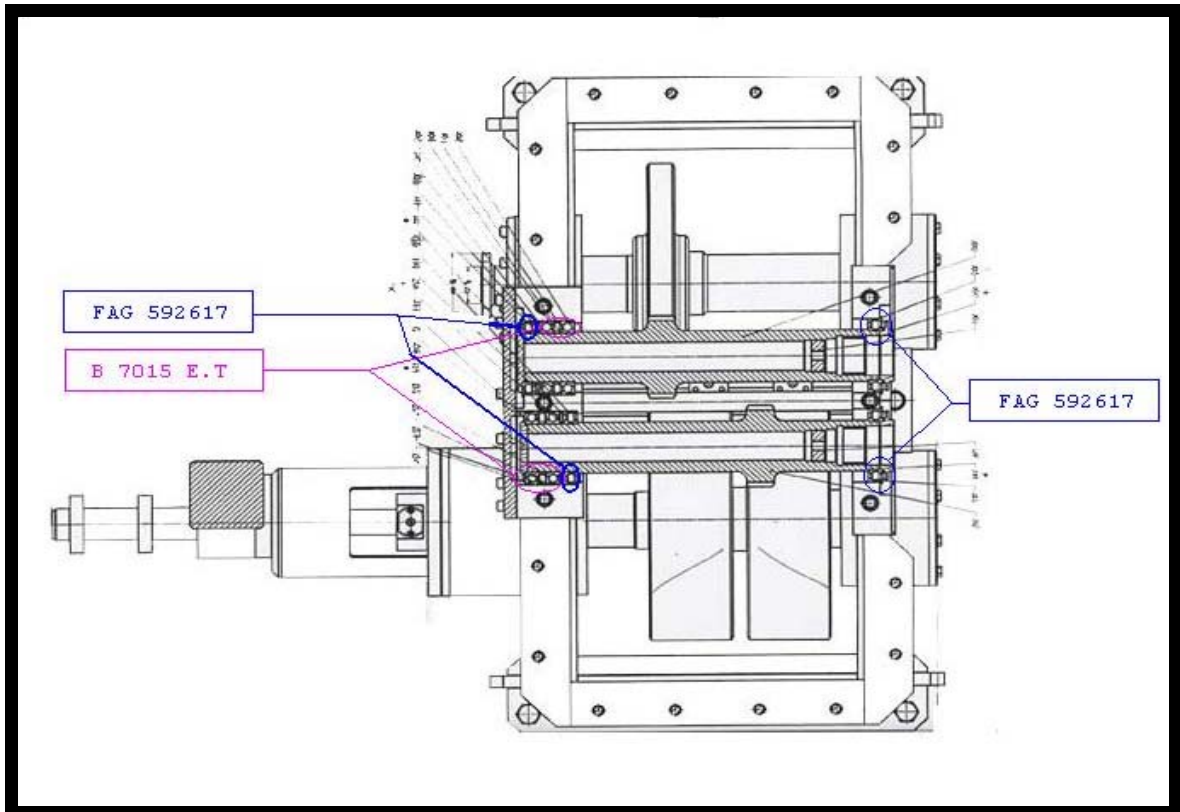


Figura 3- 12 Posizione ed identificazione cuscinetti su albero 1-2

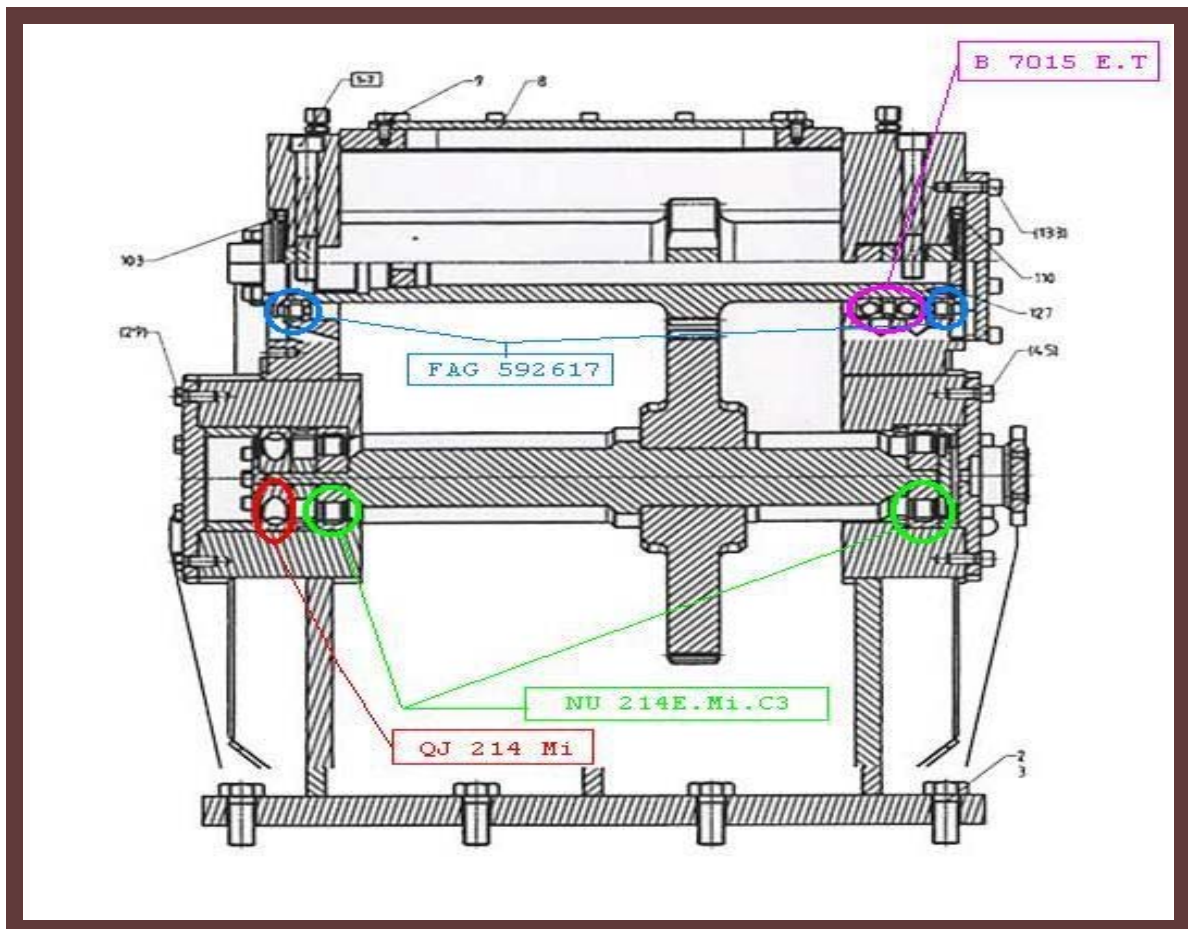


Figura 3- 13 Posizione ed identificazione cuscinetti su albero 2-4

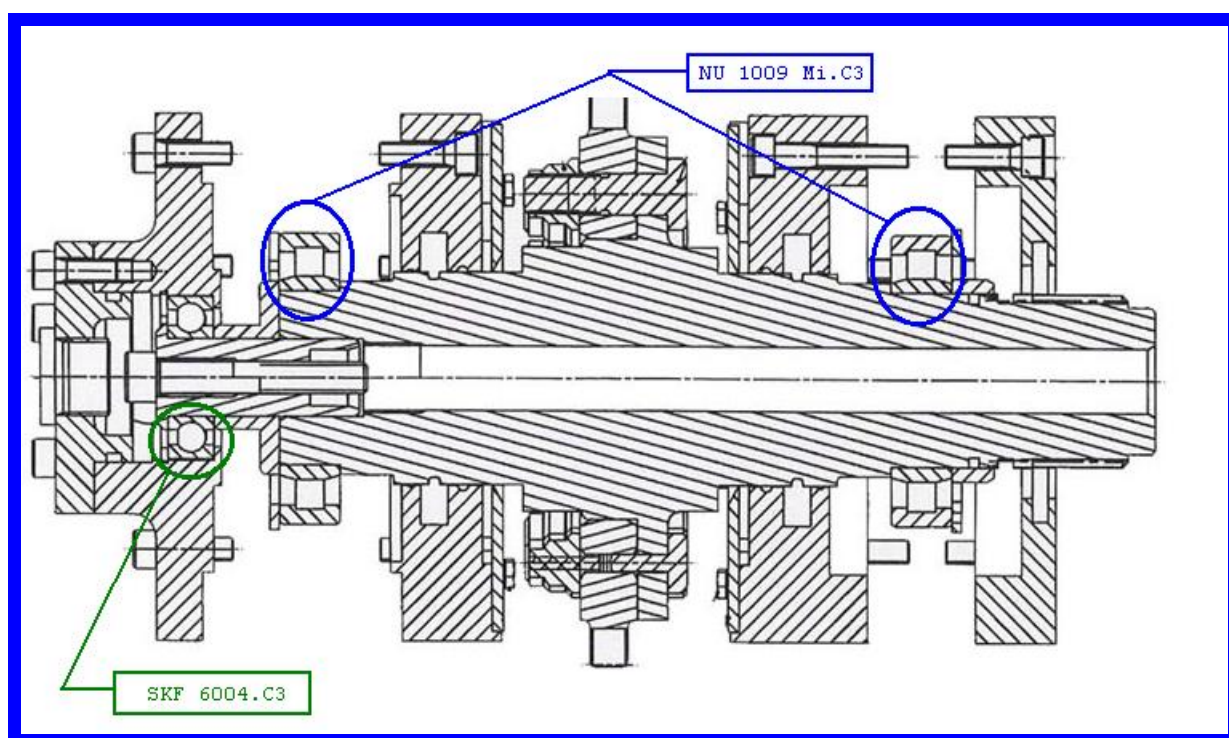


Figura 3- 14 Posizione ed identificazione cuscinetti su albero test

Per poter avere a disposizione i dati e lo spettro relativo ad un particolare cuscinetto, si è costruito, in ambiente Matlab®, un'interfaccia grafica che, sulla base della immissione dei dati geometrici del cuscinetto, permetta un rapido confronto visivo con lo spettro del segnale in esame.

Tale interfaccia è stata costruita al fine di mostrare tre diagrammi che riportano rispettivamente le 4 BPFi, la loro variazione in funzione del numero di giri e lo spettro caratteristico che si accompagna ad ognuno di questi difetti.

Sulla parte destra dello schermo vengono riportati i valori teorici dei BPFi, in termini di frequenza o in termini di ordini, che rappresentano il valore adimensionale dato dal rapporto tra la frequenza in esame e la frequenza di rotazione.

L'ordine consente, in presenza di fluttuazioni, non trascurabili, della velocità di rotazione, di non dover ricalcolare continuamente il valore delle frequenze caratteristiche.

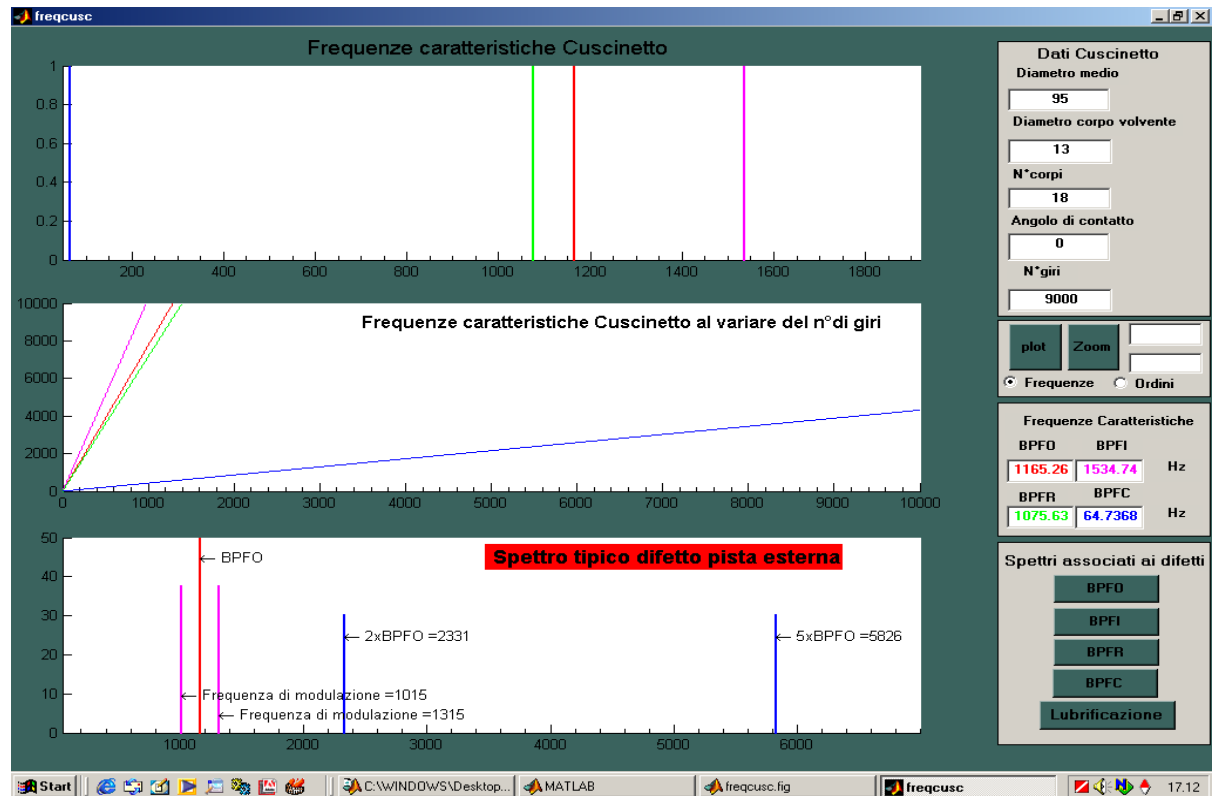


Figura 3- 15Schermata relativa a FAG 592617 con spettro tipico del BPFO

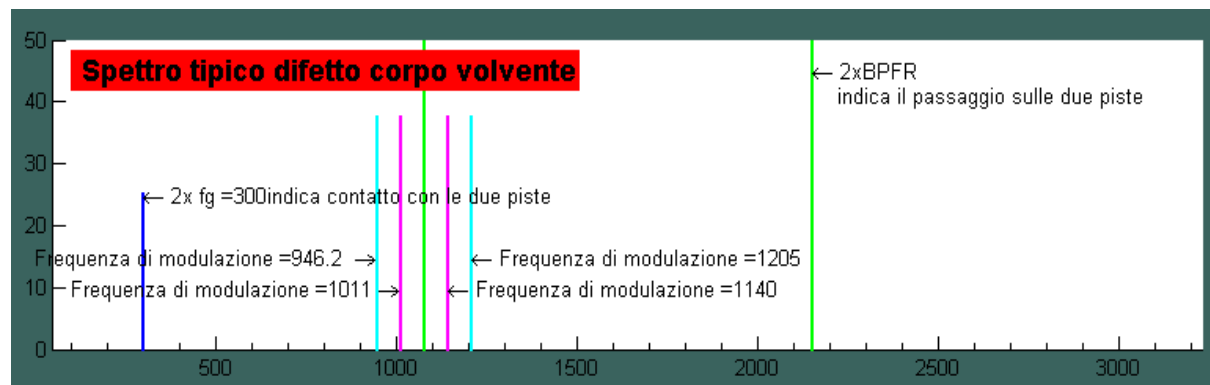


Figura 3- 16 Parte della Schermata per FAG 592617 relativa allo spettro tipico del BPFR

3.5 Ingranaggi

Si considera un ingranaggio costituito da due ruote aventi raggi primitivi R_1 e R_2 , con 1 relativo alla ruota motrice e 2 relativo alla ruota condotta , con z_1 e z_2 n° di denti delle due ruote.

Il rapporto di trasmissione τ definito come rapporto tra la velocità angolare del cedente Ω_2 e la velocità angolare del movente Ω_1 è pari a:

$$\tau = \frac{\Omega_2}{\Omega_1} = \frac{z_1}{z_2} \quad [3.7]$$

τ può essere definito proprio o improprio a seconda che i numeri dei denti delle due ruote siano primi tra loro oppure abbiano un fattore comune.

Le ruote dentate vengono ottenute sulla base della costruzione dei profili ottenuti con curve ad evolvente di cerchio che hanno idealmente un rapporto di trasmissione costante per ogni valore della posizione angolare delle due ruote, con la conseguenza che, con una corretta lubrificazione per minimizzare l'attrito, le eccitazioni ed il rumore prodotto dal contatto dente-dente è minimo.

Ma a causa degli errori che si commettono durante l'esecuzione delle ruote e delle deformazioni che subiscono i denti sotto carico τ varia in funzione della posizione angolare.

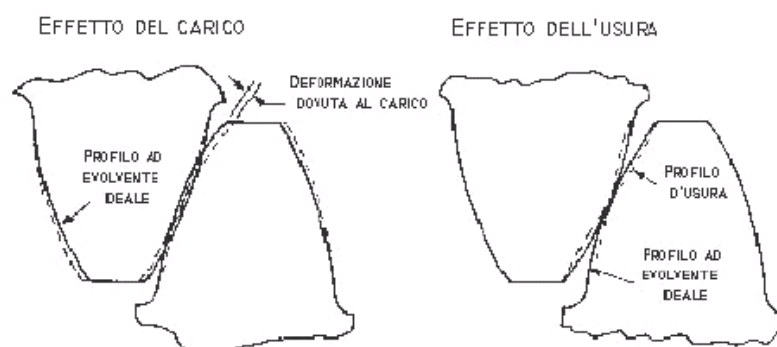


Figura 3- 17 Schema delle variazioni nella forma del dente (DA[35])

Tale scostamento dal τ costante teorico prende il nome di errore di trasmissione.

La generazione di rumore nelle ruote denti dritti, a seguito del contatto dente-dente, dipende molto dalla forma stessa dei denti e presentano livelli di rumorosità sensibilmente più elevata rispetto a ruote a dentatura elicoidale che fornendo un contatto più graduale, riducono le azioni di carattere impulsivo estendendo il contatto su una superficie maggiore, e dunque riducono l'emissione di rumore.

Si analizzano nei seguenti paragrafi le frequenze caratteristiche individuabili attraverso l'analisi spettrale.

3.5.1 Frequenza di ingranamento f_g

La frequenza di ingranamento f_g individua la frequenza relativa al segnale periodico di ingranamento generata dalla deviazione del profilo reale da quello ideale, deviazione che dipende dalla deformazione sotto carico e dagli errori geometrici causati a loro volta dalla lavorazione e dall'azione dell'usura.

La deformazione sotto carico genera delle linee spettrali con f_g e con le sue armoniche, così come succede per gli errori geometrici dovuti alla lavorazione, che però tendono a ridursi nel

tempo a causa dell'usura.

Un'usura uniforme si manifesta con linee spettrali a f_g e alle sue armoniche.

L'usura provoca però una notevole distorsione della forma d'onda corrispondente all'ingranamento, quindi è necessario estendere il campo di analisi almeno fino alla terza armonica di f_g .

La frequenza di ingranamento è data dal prodotto della frequenza di rotazione per il numero di denti:

$$f_g = f_1 \cdot Z_1 = f_2 \cdot Z_2 \quad [3.8]$$

La frequenza di ingranamento delle ruote test del banco Renk, ad una velocità di rotazione pari a 9000 rpm corrisponde pertanto a :

$$f_g = \frac{9000}{60} \cdot 80 = 12.000 \text{ Hz} = 12 \text{ KHz}$$

mentre la frequenza di ingranamento delle ruote slave è pari a

$$f_g = \frac{9000}{60} \cdot \frac{1}{\tau} \cdot 119 = 5.812 \text{ Hz} = 5.8 \text{ KHz}$$

dove τ è il rapporto di trasmissione tra le ruote slave a 119 e 39 denti.

3.5.2. Componenti Fantasma

Gli errori geometrici introducono le cosiddette “componenti fantasma”, ovvero linee spettrali dovute a difetti periodici introdotti nella ruota dal processo di taglio della dentatura, a frequenze che corrispondono al numero dei denti della ruota solidale con il mandrino portapezzo della macchina utensile.

Le “componenti fantasma” si individuano tenendo conto che:

- 1) non sono sensibili alle variazioni di carico, perché sono dovute ad errori geometrici;
- 2) tendono a scomparire con l'usura;
- 3) appaiono come armoniche della f_g .

Relativamente al punto 2) occorre considerare il materiale e il trattamento a cui stato sottoposto lo stato superficiale, in quanto la scomparsa delle componenti fantasma è stata osservata per ruote bonificate, mentre non si hanno dati per ruote a dentature più dure.

3.5.3 Frequenza frazionaria f_f

Se il numero dei denti delle due ruote accoppiate hanno un fattore in comune C , il MCD (massimo comune divisore), e se su una delle ruote si ha un dente “sporgente”, questo genera, all’atto dell’ingranamento, una sorta di impronta nei vani dell’altra ruota, dando luogo a linee spettrali in corrispondenza della frequenza frazionaria di f_g :

$$f_f = f_g / C \quad [3.9]$$

accompagnata dalle sue armoniche.

Si determina la f_f relativa a due ruote in cui il numero dei denti può essere espresso come :

$$Z_1 = A \cdot C \quad [3.10]$$

$$Z_2 = B \cdot C$$

e dove il dente sporgente della ruota 1 ingrana con lo stesso vano della ruota 2 dopo m giri della ruota 1 ed n giri della ruota 2, in modo che risulti :

$$m \cdot Z_1 = n \cdot Z_2 \quad [3.11]$$

Questo implica che la ruota 2 risulta segnata dagli m passaggi della ruota 1 ed i vani segnati si trovano ad una distanza ΔZ tale che :

$$Z_2 = m \cdot \Delta Z \quad [3.12]$$

ma da [3.11] risulta che :

$$Z_1 = n \cdot \Delta Z \quad [3.13]$$

e quindi : $\Delta Z = C = \text{MCD}(Z_1, Z_2)$.

Il periodo T_f con cui il vano segnato si presenta all’ingranamento è:

$$T_f = T_g \cdot \Delta Z \quad [3.14]$$

dove T_g è il periodo di ingranamento .

La frequenza di passaggio risulta :

$$f_f = \frac{1}{T_f} = \frac{1}{T_g \cdot \Delta Z} = \frac{f_g}{\Delta Z} \quad [3.15]$$

Sul banco Renk per tutte le ruote il MCD è pari ad 1 quindi non si può distinguere tra la frequenza di passaggio e la frequenza di ingranamento.

3.5.4 Frequenza di ripetizione f_{gr}

La frequenza di ripetizione f_{gr} è la frequenza con la quale gli stessi due denti tornano ad ingranare tra loro e ciò avviene dopo che sono entrati in contatto un numero di coppie di denti pari al minimo comune multiplo m.c.m. ovvero dopo un periodo pari a :

$$T_{gr} = \frac{\text{m.c.m}}{f_g} \quad [3.16]$$

$$f_{gr} = \frac{1}{T_{gr}} = \frac{f_g}{\text{m.c.m}} \quad [3.17]$$

Sul banco Renk il m.c.m. delle ruote test è pari ad 80 e quindi la f_{gr} è uguale alla frequenza di rotazione, mentre per le ruote slave il m.c.m. risulta pari a 4641 quindi

$$f_{gr_slave} = \frac{f_g}{\text{m.c.m}} = \frac{5812}{4641} = 1.25 \text{ Hz}$$

3.5.5 Fenomeni di modulazione di ampiezza e frequenza

I segnali generati durante l'ingranamento delle ruote dentate sono spesso modulati in ampiezza, con una periodicità pari a quella di rotazione delle ruote stesse.

Accade così che le linee spettrali relative alla f_g siano accompagnate da bande laterali in cui la distanza tra le varie linee spettrali è pari alla f_r di una o di entrambe le ruote.

L'analisi delle bande laterali permette di individuare difetti tipici delle ruote dentate.

La presenza contemporanea di modulazione di ampiezza e di modulazione di fase varia in modo diverso l'ampiezza delle bande laterali sinistra e destra.

La presenza di eccentricità viene evidenziata nello spettro da una banda laterale sinistra che presenta un'ampiezza inferiore all'ampiezza della banda laterale destra.

La presenza di giochi eccessivi viene evidenziata nello spettro da una banda laterale destra che presenta un'ampiezza inferiore rispetto all'ampiezza della banda laterale sinistra.

3.6 Caratteristiche degli spettri relativi ai difetti degli ingranaggi

Le principali cause di malfunzionamento che si possono riscontrare negli ingranaggi sono dovute a:

1. rapporto di trasmissione improprio;
2. eccentricità o errori di circolarità;
3. alberi piegati;
4. giochi tra ruota ed albero o nei cuscinetti;
5. disallineamento;
6. eccessivo gioco tra i denti;
7. denti rotti, criccati o scheggiati.
8. Risonanze varie.

La comparsa di una delle precedenti cause di malfunzionamento è generalmente caratterizzata da un particolare spettro in cui le linee spettrali hanno, spesso, un loro preciso significato.

a) Eccentricità

Tale malfunzionamento dà origine a spettri diversi a seconda del valore del MCD e della natura della ruota esaminata.

i) MCD \neq 1

Se una delle ruote è eccentrica, si ha un dente più usurato degli altri ogni n denti, dove $n = \text{MCD}$.

Questo significa che, oltre alla f_g , si troverà sullo spettro, le linee corrispondenti a f_f e alle sue armoniche.

A titolo di esempio, si prendono due ruote, 1 e 2, che hanno il seguente numero di denti:

$$Z_1 = 25, \quad Z_2 = 115,$$

che ruotano alla velocità di $n_1 = 1200$ giri al minuto.

Si ha un MCD=5, dunque la frequenza di ingranamento è:

$$f_g = \frac{1200}{60} \cdot 25 = 500 \text{ Hz}$$

la frequenza frazionaria risulta pari a:

$$f_f = \frac{f_g}{\text{MCD}} = 100 \text{ Hz}; \quad 2 \cdot f_f; \quad 3 \cdot f_f; \quad 4 \cdot f_f \dots\dots\dots$$

la frequenza di ripetizione f_{gr} è data da:

$$f_{gr} = \frac{f_g}{\text{m.c.m}} = \frac{500}{23 \cdot 25} \text{ Hz} = 0.87 \text{ Hz}$$

Se dall'analisi spettrale viene ad evidenziarsi una linea spettrale relativa a f_f di ampiezza elevata, questo implica che un dente ogni 5 risulta maggiormente usurato, ma se nello stesso tempo l'ampiezza della linea spettrale relativa alla f_g è contenuta, questo significa che le ruote continuano ad ingranare in modo soddisfacente, nonostante una delle ruote abbia un dente particolarmente usurato.

ii) MCD=1

In caso di inconveniente si generano f_f per la presenza di irregolarità periodiche nella dentatura.

Se ad esempio ogni due denti è presente una qualche forma di eccentricità viene ad osservarsi nello spettro la frequenza $f_g/2$ come modulante della frequenza di ingranamento.

iii) Ruote con difetti di circolarità e che presentano varie sporgenze

Le ruote dentate munite di razze, in corrispondenza delle quali la corona dentata presenta maggior rigidità in direzione radiale ed una maggior espansione per effetti termici, danno luogo ad uno spettro particolare, caratterizzato, in presenza di eccentricità, da

linee spettrali con frequenza pari a:

$$f_{\text{difetto}} = f_r \cdot n_{\text{sporgenze}} \quad [3.18]$$

Esempio

Ruota a 5 razze, con un n° di denti $Z=84$ ed una frequenza di rotazione $f_r = 2.008$ Hz.

La frequenza di ingranamento è $f_g = 84 \times 2.008 = 168.7$ Hz

La frequenza di interesse è $f_{\text{difetto}} = 5 \times 2.008 = 10.04$ Hz

Se nello spettro risultano evidenziate le f_{difetto} , queste corrispondono al passaggio del contatto dente-dente in corrispondenza delle sporgenze, che può risultare

anche come effetto di modulazione della f_g , ovvero l'esistenza di bande laterali, che risultano distanziate da f_g di un valore pari alla f_{difetto} .

iv) Ruote montate su alberi piegati

Se le ruote dentate vengono montate su alberi piegati, in caso di eccentricità, verranno evidenziate le seguenti frequenze corrispondenti a:

- f_r , se le ruote hanno un MCD diverso da 1;
- f_r con i loro multipli.

b) Gioco eccessivo ed usura

Il gioco eccessivo e l'usura possono dar luogo a spettri di rumore bianco a larga banda perché le ruote possono muoversi in modo imprevedibile.

Molto spesso il gioco è localizzato tra il cuscinetto e la sua sede, fatto che viene individuato se sono presenti frequenze pari a $4 \times f_r$, a se stanti oppure come bande laterali di f_g .

Ma come accennato precedentemente, il gioco viene principalmente individuato dall'osservazione dell'attività bande laterali ed in particolare se i valori in ampiezza delle linee spettrali a frequenza minore risultano superiori ai corrispondenti valori in ampiezza delle bande laterali a frequenza superiore alla f_g .

c) Disallineamento

Lo spettro mostra, in presenza di errori di disallineamento, oltre a f_g anche le sue armoniche, ed in particolare mostra distintamente fino alla terza armonica.

Le tre armoniche presentano generalmente un'ampiezza decrescente, ma nel caso in cui l'ampiezza della seconda armonica risulti superiore alla prima e alla terza, si ha quasi sicuramente un gioco eccessivo nell'ingranamento, in quanto la seconda linea spettrale ad ampiezza maggiore deriva dal moto relativo del dente nel vano, con spostamento del contatto da un fianco all'altro durante l'ingranamento.

d) Denti rotti, criccati o scheggiati

Questi difetti generano, durante l'ingranamento, dei fenomeni impulsivi, dovuti generalmente a variazioni di carico, che a loro volta eccitano alcune delle frequenze proprie delle ruote.

L'analisi spettrale riporterà linee non corrispondenti alle frequenze di rotazione o di ingranamento.

In particolare, all'aumentare del n° di denti che si stanno rompendo, tende a scomparire la frequenza di ingranamento, mentre inizia a “sporcarsi” lo spettro in quei range di frequenza che precedentemente risultava sufficientemente “pulito”.

Ad ogni giro della ruota si ripete il fenomeno in numero pari al numero dei denti difettosi.

Possono nascere linee aventi frequenza pari al prodotto della frequenza di rotazione per il numero dei denti difettosi, linee che possono trovarsi a se o come bande laterali .

La possibile analogia con altre tipologie di difetti consiglia di valutare tali difetti utilizzando anche il dominio del tempo, dove i fenomeni impulsivi risultano maggiormente evidenziati, soprattutto considerando che alle alte velocità, se il numero dei denti difettosi è basso (generalmente un solo dente), la frequenza è molto bassa.

Una ruota test a una velocità di rotazione di 9000 giri/min, con un solo dente rotto, genera una linea spettrale alla frequenza: $f=150$ Hz.

Nello studio degli ingranaggi, a differenza di quanto è richiesto per i cuscinetti, è estremamente importante rielaborare il segnale nel dominio del tempo, in quanto, con tecniche come la TSA, si ottengono informazioni diagnostiche con rilevante anticipo.

3.7 Applicazioni ingranaggi banco prova

Per poter avere a disposizione i dati e lo spettro relativo agli ingranaggi del banco prova, si è costruito, in ambiente Matlab®, un'interfaccia grafica che, sulla base della immissione dei dati geometrici delle ruote, permetta un rapido confronto visivo con lo spettro del segnale in esame.

Tale interfaccia mostra due diagrammi in cui si mostra, rispettivamente le frequenze principali e lo spettro caratteristico che si accompagna ai principali malfunzionamenti.

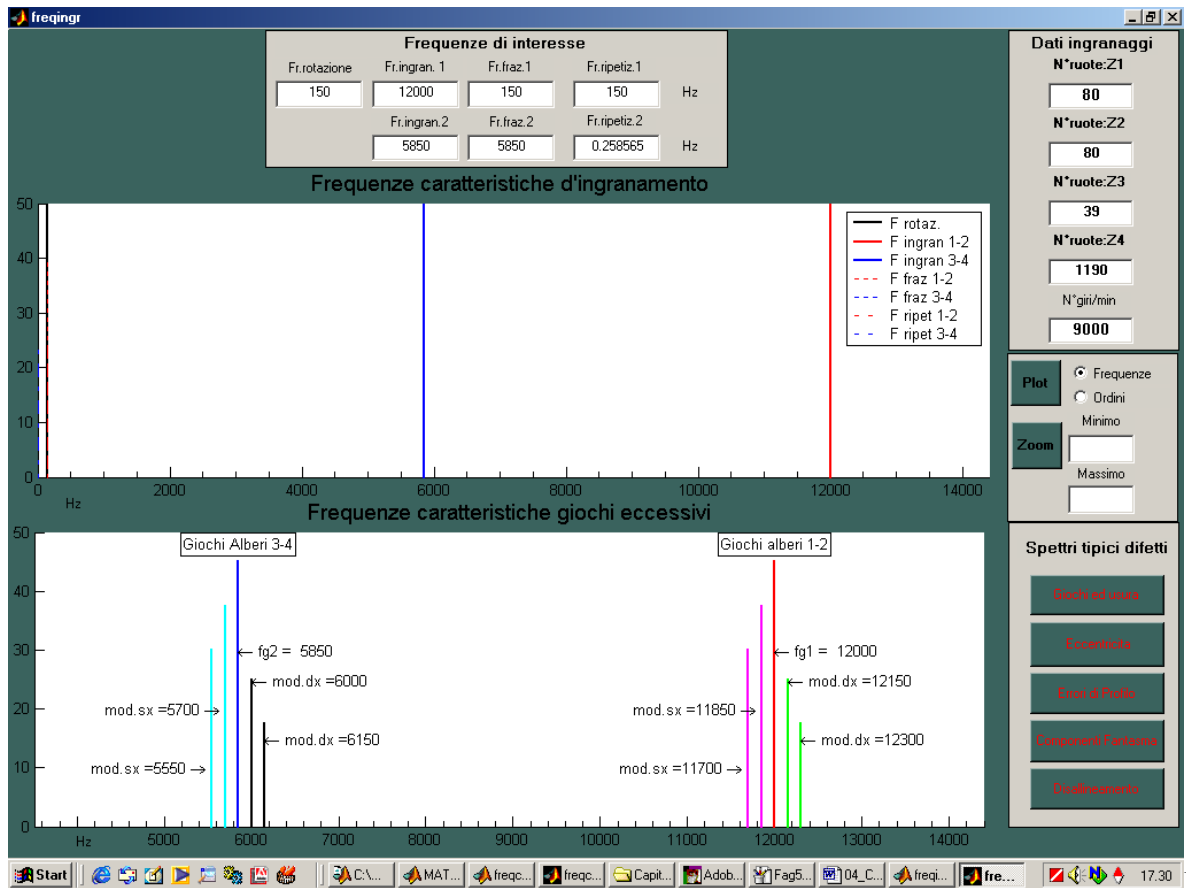


figura 3- 18 Schermata relativa alle ruote del banco prova Renk con spettro tipico dovuto a giochi eccessivi

Riportiamo di seguito lo schema degli alberi slave e degli alberi test con le rispettive ruote:

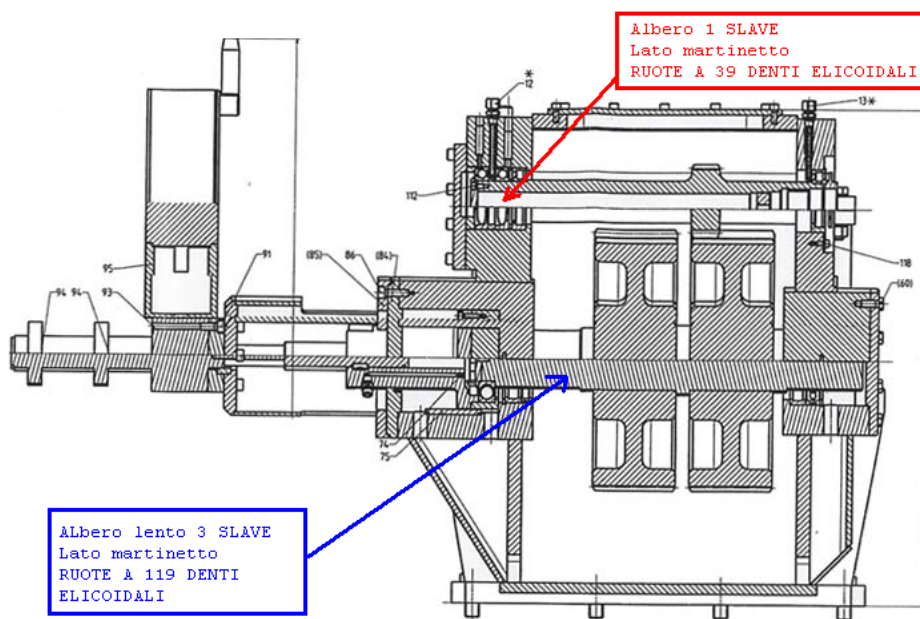


Figura 3- 19 Alberi 1 e 3 del banco prova Renk

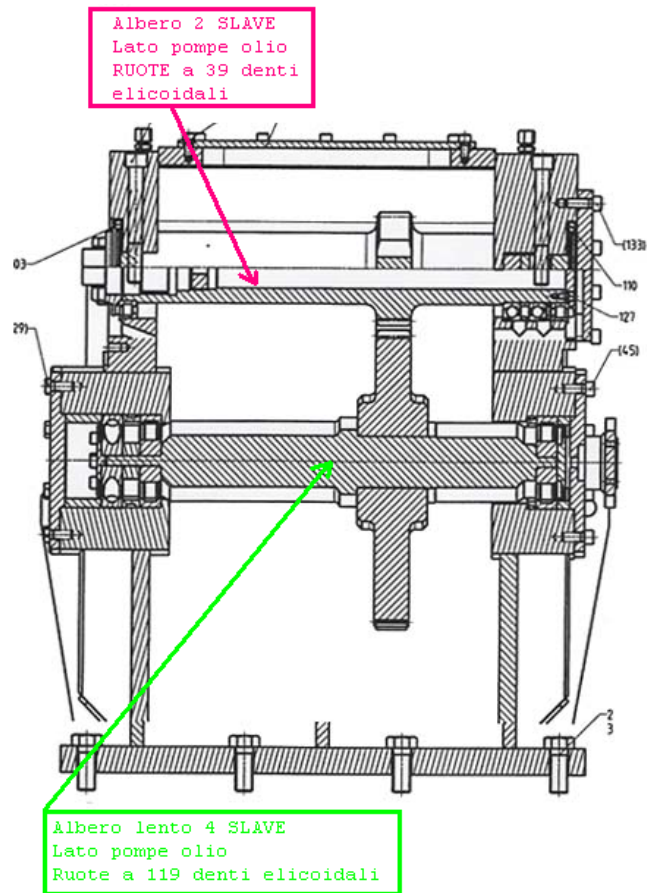


Figura 3- 20 Alberi 2 e 4 del banco prova Renk

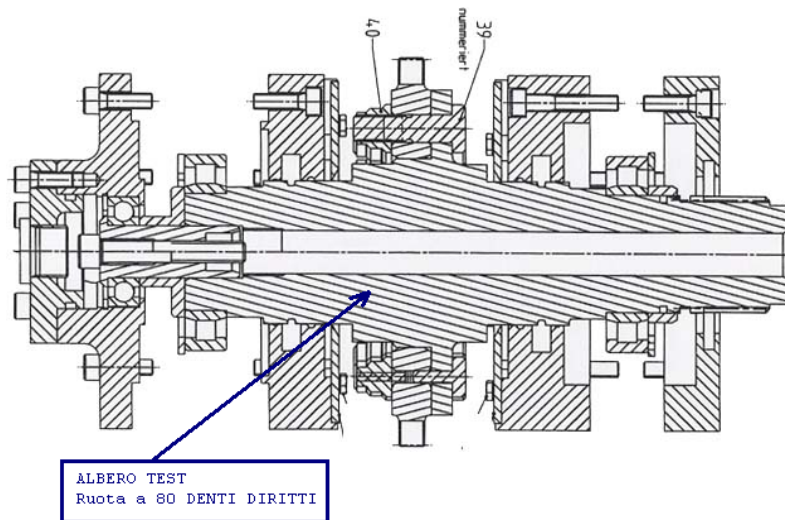


Figura 3- 21 Albero test

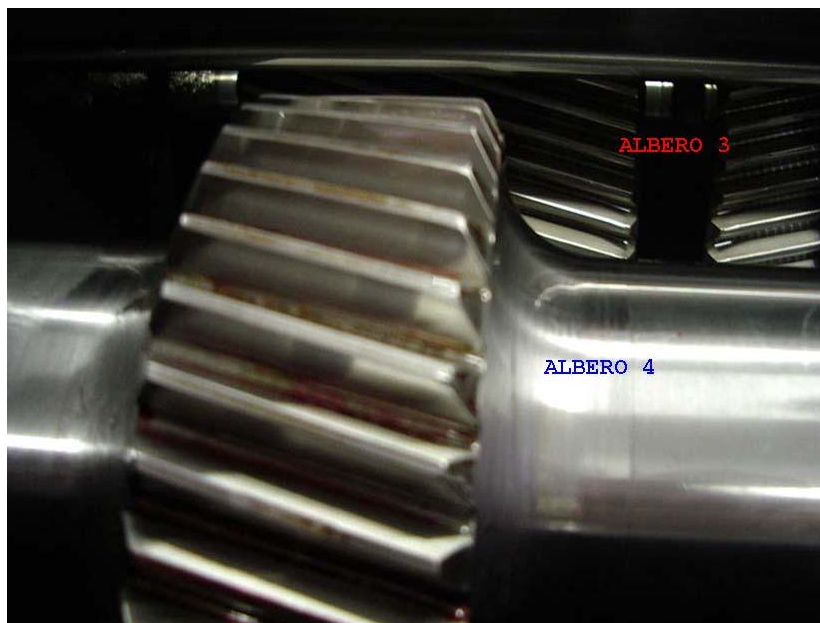


Figura 3- 22 Albero 3 e 4 con relative ruote

3.8 Disallineamento

La perfetta collinearità degli alberi nelle macchine per la trasmissione di potenza non è mai garantita, sia per la generazione di deformazioni che per la presenza di difetti geometrici nelle superfici di accoppiamento, sia con la macchina ferma, sia con la macchina in esercizio.

Gli errori di disallineamento sono classificati come :

- 1- Disallineamento angolare: gli assi degli alberi sono complanari, ma formano tra loro un angolo non nullo.
- 2- Disallineamento parallelo: gli assi degli alberi sono complanari, paralleli, ma non sono tra loro incidenti.
- 3- Disallineamento combinato: sono presenti entrambi i disallineamenti precedenti.

Si utilizzano i giunti flessibili, per sopperire ai difetti del disallineamento che possono causare un sovraccarico dei supporti durante la rotazione degli organi di trasmissione.

L'uso dei giunti non elimina completamente le forze che si scaricano sui supporti, andando a determinare la generazione di vibrazioni e di rumore, il cui spettro caratteristico dipende principalmente dal tipo di giunto prescelto.

L'eventuale tipo di disallineamento può venir individuato dalla presenza delle seguenti frequenze, in funzione del tipo di giunto, come illustrato dalla successiva tabella:

	Giunto cardanico Giunto a denti	Giunti con elementi deformabili	
	Disallineamento angolare	Disallineamento angolare	Disallineamento parallelo
Direzione del sensore	Radiale	Assiale	Radiale
Frequenza	$2x, 4x, 6x f_r$	$1x, 2x, 3x f_r$	$2x, 4x, 6x f_r$

Tabella 3- 2



Figura 3- 23 Giunto cardanico motore elettrico- albero slave lento



Figura 3- 24 Giunti alberi slave-alberi test