

**ALMA MATER STUDIORUM - UNIVERSITÀ DI BOLOGNA**

SECONDA FACOLTA' di INGEGNERIA

CON SEDE A CESENA

**CORSO DI LAUREA MAGISTRALE**

in INGEGNERIA MECCANICA

Classe LM-33

Sede di Forlì

ELABORATO FINALE DI LAUREA

in Dinamica delle Macchine e dei Sistemi Meccanici

***Diagnostica di riduttori mediante analisi vibro-acustica***

CANDIDATO

ROCCO CORVAGLIA

RELATORE

PROF. ALESSANDRO RIVOLA

*Anno Accademico 2010/2011*

*Sessione III*



*A mamma e papà*



# Indice

<b>Introduzione</b>	<b>1</b>
<b>Capitolo 1: Diagnostica delle macchine</b>	<b>5</b>
1.1: Diagnostica delle macchine	5
1.2 L'analisi in frequenza	8
<b>Capitolo 2: Diagnostica del riduttore</b>	<b>11</b>
2.1 Il riduttore	11
2.2 Comportamento vibrazionale del riduttore	13
2.2.1 Fenomeni di modulazione	17
2.2.2 Diagnosi di difetti caratteristici	20
2.2.3 Cuscinetti volventi	21
2.3 Rumorosità degli ingranamenti	26
<b>Capitolo 3: Il riduttore epicicloidale</b>	<b>31</b>
3.1 Il riduttore	32
3.2 Analisi cinematica del meccanismo	35
3.3 Lo spettro	37
3.3.1 Il comportamento del riduttore epicicloidale	39
3.3.2 Soppressione della GMF	46
3.4 Specializzazione della trattazione al caso studiato	47
3.5 Considerazioni sul fenomeno analizzato	51
3.5.1 Metodi di separazione del segnale	52
<b>Capitolo 4: La campagna di prove</b>	<b>55</b>
4.1 Introduzione al problema	55
4.2. Descrizione del contesto industriale	56
4.2.1 L'azienda	56
4.2.2 La sala prove	57
4.2.2.1 I parametri misurati	57
4.2.2.2 Il banco prova	58
4.2.2.3 Il fonometro	59
4.2.2.4 Misura delle vibrazioni: il sistema Intellinova	61

4.3 Descrizione delle configurazioni	65
4.3.1 Il riduttore EX 101: Configurazione standard	65
4.3.2 Prima modifica: Burattatura delle ruote	67
4.3.3 Seconda modifica: Raddrizzamento del fianco del dente	68
4.3.4 Configurazione finale: Burattatura e raddrizzamento del fianco	69
4.4 Campagna di prove: prospetto riassuntivo	70
<b>Capitolo 5: Risultati e discussione</b>	<b>71</b>
5.1 Configurazione standard	71
5.2 Configurazione A: Risultati di riferimento	79
5.2.1 Configurazione A: Rumorosità	79
5.2.2 Configurazione A: Severità di vibrazione	85
5.2.3 Configurazione A: Forma d'onda	85
5.3 Configurazione B: Burattatura delle ruote	87
5.3.1 Configurazione B: Rumorosità	88
5.3.2 Configurazione B: Severità di vibrazione	90
5.3.3 Configurazione B: Forma d'onda	90
5.4 Configurazione C: Raddrizzamento del fianco del dente	91
5.4.1 Configurazione C: Rumorosità	93
5.4.2 Configurazione C: Severità di vibrazione	95
5.4.3 Configurazione C: Forma d'onda	95
5.5 Configurazione D: Raddrizzamento del fianco e Burattatura delle ruote	96
5.5.1 Configurazione D: Rumorosità	97
5.5.2 Configurazione D: Severità di vibrazione	99
5.5.3 Configurazione D: Forma d'onda	100
5.6 Riepilogo comparativo dei risultati	101
<b>Conclusioni</b>	<b>103</b>
<b>Bibliografia</b>	<b>107</b>
<b>Appendici</b>	<b>109</b>
<b>Ringraziamenti</b>	<b>111</b>







# Introduzione

Il monitoraggio delle vibrazioni e del rumore per la diagnosi delle condizioni di funzionamento dei macchinari ha acquisito un'enorme importanza nel corso degli ultimi anni. Il successo di queste tecniche di analisi è dovuto alla sempre maggiore accessibilità in termini di costo e di facilità di utilizzo delle strumentazioni per l'acquisizione del comportamento vibratorio; l'investimento viene ampiamente giustificato dai vantaggi in termini tanto di efficacia nell'individuazione preventiva di difetti e cause di guasto, quanto di caratterizzazione oggettiva della qualità di funzionamento della macchina.

Nel presente lavoro di tesi l'analisi delle vibrazioni e del rumore è stata applicata al caso particolare di un riduttore epicicloidale prodotto da STM spa. Il riduttore presenta, allo stato attuale di produzione e commercializzazione, una rumorosità troppo elevata. Non si conoscono le cause di questo comportamento; ci si propone dunque di indagare il problema attraverso gli strumenti per l'analisi vibro-acustica recentemente introdotti nella sala prove dell'azienda.

La prima parte del lavoro ha riguardato la specializzazione delle classiche tecniche di analisi vibrazionale per i riduttori al comportamento atipico del riduttore epicicloidale. La particolare disposizione delle ruote ad asse mobile rispetto al sistema di riferimento solidale al punto di acquisizione comporta infatti la sovrapposizione dei segnali che derivano dai vari ingranamenti; il fenomeno è stato indagato nello specifico, per rendere significativa l'interpretazione dello spettro.

Si è proceduto dunque all'indagine sul problema di rumorosità. Questo tipo di attività viene svolto per la prima volta in azienda e non si dispone quindi di valori di

riferimento rispetto ai quali valutare la qualità del prodotto dal punto di vista vibro-acustico; è stata effettuata pertanto una campagna di prove di tipo comparativo. Sono stati in particolare analizzati ed interpretati gli effetti, sul comportamento vibro-acustico del riduttore, di una modifica alla finitura superficiale delle ruote e di una modifica alla geometria del fianco dei denti delle ruote. Le modifiche introdotte sono state scelte sulla base dell'esperienza tecnica dell'azienda, con l'intento di ridurre il livello di emissione acustica del riduttore. Gli effetti delle modifiche introdotte sono stati valutati con riferimento ai livelli di emissione acustica e di *severità di vibrazione*, due valutazioni di tipo globale che sono state affiancate e confrontate con l'analisi spettrale, allo scopo di giustificare e comprendere meglio i risultati ottenuti.

La tesi è strutturata come segue.

Nel capitolo 1 viene brevemente introdotto il concetto di “diagnostica” per il monitoraggio dello stato di salute delle macchine, con particolare riferimento all'importanza dell'analisi in frequenza.

Nel Capitolo 2, le tecniche di analisi vengono specializzate al caso particolare del riduttore. Vengono in analizzate le principali cause di vibrazione correlate alla trasmissione di potenza mediante ruote dentate. Con riferimento specifico al problema di rumorosità, vengono inoltre discussi i fenomeni più determinanti nel livello di emissione acustica degli ingranaggi.

Nel Capitolo 3 viene discusso in dettaglio il caso particolare del riduttore epicicloidale. Dopo una breve descrizione del tipo di macchina, viene introdotto lo studio dettagliato dei fenomeni di sovrapposizione dei segnali di ingranamento.

Il capitolo 4 è riservato alla descrizione del contesto industriale in cui l'attività è stata svolta, ed in particolare alla strumentazione utilizzata in sala prove per acquisire i parametri di interesse. Viene inoltre presentata la campagna di prove, con specifico riferimento alle configurazioni analizzate e ai parametri misurati per la caratterizzazione dello stato di funzionamento del prodotto.

Nel Capitolo 5 vengono riportati i risultati ottenuti per le configurazioni analizzate. I dati sono ampiamente discussi ed interpretati con riferimento all'analisi di spettro.

Nelle Conclusioni si riporta una valutazione complessiva dei risultati, e si discute l'importanza dei dati ottenuti per la caratterizzazione oggettiva dei benefici introdotti. Si presentano infine le possibilità di sviluppo per il presente lavoro, con riferimento ad ulteriori interventi per la riduzione della rumorosità del riduttore ed alle potenzialità di applicazione delle tecniche di analisi utilizzate.



# Capitolo 1

## Diagnostica delle macchine

Il monitoraggio delle vibrazioni per la diagnosi delle condizioni di funzionamento dei macchinari ha acquisito un'enorme importanza nel corso degli ultimi anni.

Gli operatori chiedono sempre più spesso di conoscere la situazione vibrazionale dei propri prodotti dopo l'installazione o dopo una riparazione; la diagnosi che si basa sull'analisi delle vibrazioni è uno strumento straordinario per individuare difetti e cause di guasto delle macchine, e può essere utilizzata come difesa oggettiva contro reclami ingiustificati nei periodi di garanzia.

Nel presente capitolo viene brevemente introdotto il concetto di "diagnostica" per il monitoraggio dello stato di salute delle macchine, con particolare riferimento all'importanza dell'analisi in frequenza.

### 1.1 Diagnostica delle macchine

La continua evoluzione dei sistemi utilizzati nel settore industriale, finalizzata ad un costante incremento del grado di affidabilità del servizio ed all'ottimizzazione dei costi di gestione, è l'obiettivo primario da raggiungere nel campo dell'organizzazione industriale. Per tale scopo, le operazioni di manutenzione e di revisione delle apparecchiature e degli organi meccanici risultano caratterizzate da procedure di controllo molto restrittive che richiedono verifiche accurate e tempi di controllo molto rapidi, miranti all'accertamento del grado di efficienza delle apparecchiature dopo un determinato numero di ore di esercizio.

In questo scenario assumono un ruolo di fondamentale importanza i controlli non distruttivi in esercizio, che permettono un monitoraggio continuo o periodico dell'organo meccanico senza interferire con il suo normale ciclo di funzionamento; consentono non solo di prevenire gli ingenti danni economici derivanti da eventuali guasti che dovessero verificarsi in anticipo rispetto ai programmati interventi di manutenzione, ma anche quelli derivanti da una sostituzione legata ad una scadenza programmata che, però, avviene quando l'organo è ancora perfettamente integro e quindi ancora perfettamente utilizzabile.

Le macchine e gli impianti sono soggetti, durante la loro vita, a sollecitazioni di vario genere, dovute ai carichi trasmessi ed alle condizioni ambientali, che possono determinare il degrado per usura, corrosione, deformazione, fino a pregiudicare sia il corretto funzionamento che la sicurezza delle persone.

L'analisi dello stato di salute delle macchine si basa sul monitoraggio di diversi parametri, tra cui la temperatura, il rumore, le vibrazioni, il livello di particolato solido negli oli lubrificanti. Da un' accurata analisi dell' evoluzione nel tempo dei livelli dei parametri menzionati è possibile riconoscere la progressione di un deterioramento in atto, ma è difficile associare il deterioramento ad un particolare organo interno o diagnosticare l'insorgenza di un difetto.

Si consideri ad esempio il monitoraggio della *severità di vibrazione*, intesa come valore r.m.s. della velocità di vibrazione nel *range* di frequenza fino a 1000 Hz.

$$v_{rms} = \sqrt{\frac{1}{T} \cdot \int_0^T v^2(t) dt}$$

È un parametro che in modo semplice, ma globale, descrive lo stato vibratorio di una macchina. La normativa<sup>1</sup> suggerisce livelli di  $v_{rms}$  “accettabili”, e definendo 4 classi di qualità:

---

<sup>1</sup> UNI ISO 10816-1 “Valutazione delle vibrazioni della macchine mediante misurazioni sulle parti non rotanti”. Marzo 2007

- Buono [ $< 0,71$  mm/s]

Le vibrazioni di macchine alla loro prima messa in servizio, e quindi in condizioni sane, si situerebbero generalmente entro questa zona;

- Tollerabile [0,71-1,8 mm/s]

Le macchine con vibrazioni entro questa zona si considerano generalmente accettabili per un servizio di lunga durata senza restrizioni;

- Appena tollerabile [1,8-4,5 mm/s]

Le macchine con vibrazioni entro questa zona si considerano generalmente inadatte a un servizio continuo di lunga durata. Generalmente, la macchina può essere fatta funzionare in queste condizioni per un periodo limitato, finché si presenti l'occasione per un adatto intervento correttivo;

- Non tollerabile [ $> 4,5$  mm/s]

Valori di vibrazione entro questa zona si considerano generalmente sufficientemente severi da causare danni alla macchina.

I valori numerici assegnati ai limiti di zona non sono destinati a servire come specifiche di accettazione, che devono essere oggetto di accordo tra fabbricante della macchina e cliente. Tuttavia, questi valori costituiscono linee guida che permettono di evitare grosse disfunzioni o l'immissione di requisiti non realistici. In certi casi, per una data macchina possono essere adottate particolari soluzioni costruttive che richiederebbero l'adozione di valori diversi (maggiori o minori) per i limiti di zona. In questi casi, è generalmente necessario spiegarne le ragioni e, in particolare, avere la conferma che un funzionamento con valori di vibrazione più alti non presenti alcun rischio per la macchina.

Monitorando il parametro di severità di vibrazione durante la vita utile di una macchina, si assiste tipicamente ad una prima diminuzione del valore, dovuto all'assestamento delle coppie cinematiche delle coppie nuove, una stazionarietà a livello costante per un certo tempo, e un aumento dovuto al progredire delle usure e all'insorgere dei difetti durante la fase di invecchiamento del pezzo:

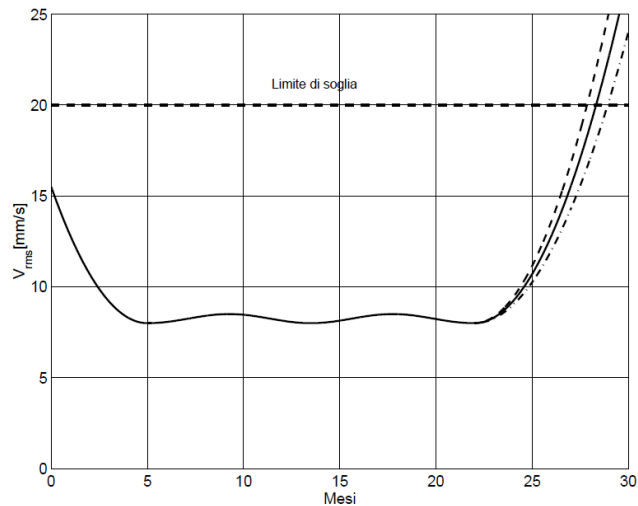


Fig. 1.1: severità di vibrazione

Per quanto sia possibile definire curve di tendenza che aiutino a prevedere l'andamento e scegliere un valore di soglia in corrispondenza del quale adottare misure manutentive, questo tipo di intervento di manutenzione predittiva racchiude il se l'incertezza legata al fatto che si sta monitorando il sistema in modo complessivo: questo comporta l'impossibilità di imputare l'insorgere del difetto ad un particolare organo, con conseguente incapacità di effettuare una efficiente manutenzione mirata.

Occorre tener presente inoltre che il parametro osservato è di tipo globale, e l'insorgere di alcuni difetti può venir mascherato dalla presenza di componenti più udibili, ma forse meno significative.

## 1.2 L'analisi in frequenza

Più significativa risulta invece, in termini di rilevazione mirata di difetti e fenomeni interni al sistema, l'analisi in frequenza. In effetti lo spettro delle vibrazioni di una macchina contiene il contributo di tutti gli organi costituenti il sistema; caratterizzando in modo corretto la dinamica della macchina, è possibile associare le varie componenti nello spettro ai vari elementi in gioco.



Sempre più spesso vengono monitorate le vibrazioni anche di macchine di piccole e medie dimensioni, grazie alla sempre maggiore accessibilità alle apparecchiature per la misura delle vibrazioni in termini di costi e di facilità di utilizzo delle strumentazioni.

Se tuttavia risulta facile associare le varie componenti nello spettro ad un preciso fenomeno o ad un particolare organo del sistema, rimane comunque difficile interpretarne l'ampiezza come espressione di un difetto intrinseco di lavorazione o sintomo di un danno ingente.

Un metodo razionale per ottenere un monitoraggio efficace ed affidabile delle condizioni dei macchinari consiste nel verificare l'andamento (*trending*) dei valori globali nel tempo.

È necessario dunque acquisire competenze in questo senso, operando una campagna di prove sul sistema, attraverso la quale definire i livelli accettabili per le linee nello spettro. Si individua in questo modo uno *spettro di riferimento*, ottenuto dal sistema in condizioni "sane" con l'aggiunta di precise tolleranze in ampiezza e frequenza. Le acquisizioni successive, in condizioni di lavoro, vengono confrontate con lo spettro di riferimento, al fine di rilevare eventuali eccedenze.

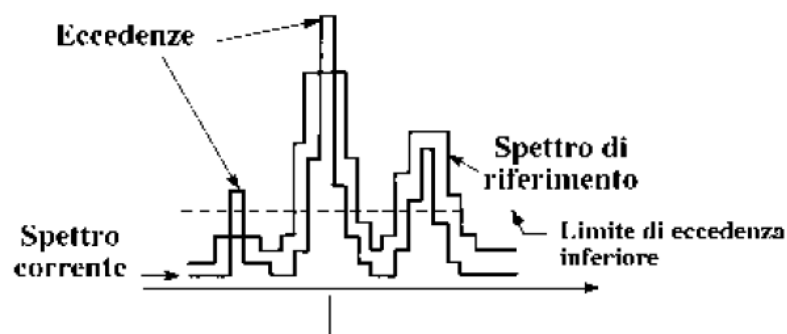


Fig.1.2: spettro di riferimento

La lettura delle precise frequenze alle quali queste eccedenze si sono verificate permette di individuare con sicurezza il sintomo da ricercare o su cui intervenire con operazioni di manutenzione.

La misura del modo di vibrare del sistema e un suo puntuale monitoraggio permettono dunque di operare un'efficiente ed ottimizzata politica di manutenzione predittiva; risulta inoltre di fondamentale importanza nella progettazione, quando sia necessario, di sistemi attivi di isolamento delle vibrazioni.

Nell'analisi del comportamento vibratorio del sistema non è da trascurare infine il criterio "psicologico": vi sono infatti livelli di vibrazione che possono essere meccanicamente accettati, ma che possono provocare disagio o danni agli operatori. Livelli di vibrazione anche relativamente bassi, ma in corrispondenza di alcune frequenze di risonanza proprie degli organi del corpo umano possono risultare inaccettabili.

# Capitolo 2

## Diagnostica del riduttore

Nel presente capitolo vengono richiamate alcune nozioni teoriche relative al particolare tipo di macchina trattato, e sono analizzate le principali cause di vibrazione correlate alla trasmissione di potenza mediante ruote dentate. Con riferimento specifico al problema di rumorosità, vengono inoltre discussi i fenomeni più determinanti per il livello di emissione acustica degli ingranaggi.

### 2.1 Il riduttore

I riduttori sono macchine che consentono un efficiente accoppiamento, in termine di numero di giri e rendimento, tra la macchina motrice e quella operatrice.

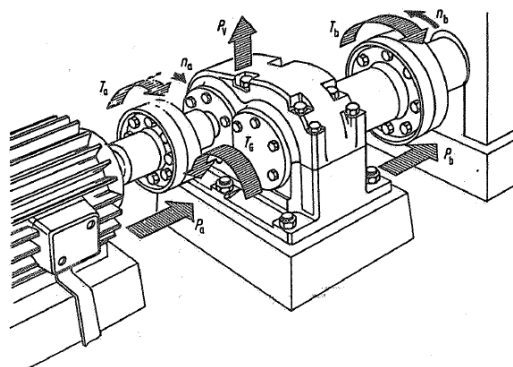


Fig. 2.1: Il riduttore

In un impianto il numero di giri  $n_b$  e la coppia di spunto  $T_b$  della macchina operatrice sono prefissati dal processo di lavorazione; in generale, il numero di giri

$n_a$  ed il momento torcente  $T_a$  della macchina motrice non corrispondono, generalmente, a questo parametro: il motore asincrono trifase, realizzato convenientemente a 2, 4, 6 poli e alimentato da rete con frequenza 50 Hz fornisce velocità di rotazione in uscita fisse (circa 3000, 1500 e 750 rpm); anche il motore a combustione lavora economicamente solo in un *range* ristretto di numero di giri. In questi casi, si ricorre all'utilizzo di riduttori.

Un riduttore è costituito sostanzialmente da tre elementi: un albero di comando, un albero comandato, e una carcassa fissa all'interno della quale i due alberi sono tra loro accoppiati (meccanicamente, elettricamente, pneumaticamente o idraulicamente); la carcassa trasmette un momento di appoggio al telaio.

Il riduttore più diffusamente impiegato è il riduttore ad ingranaggi: garantisce un'elevata versatilità in termini di posizioni degli assi, potenze, numeri di giri e rapporti di trasmissione; la struttura semplice, l'elevata sicurezza in esercizio, il rendimento elevato e la semplice manutenzione sono solo alcuni dei vantaggi che hanno contribuito a decretarne il successo.

Occorre tuttavia tener presente che si tratta di una trasmissione che funziona per accoppiamento geometrico, con tutto quello che ne consegue: trasmissione rigida della forza, vibrazioni e irregolarità nel rapporto di trasmissione a causa di scostamenti della dentatura e oscillazioni nella rigidità dei denti. Tutti questi fattori determinano spesso un funzionamento non soddisfacente e rumoroso; risulta dunque evidente l'importanza di diversi fenomeni legati all'ingranamento non corretto nella determinazione di un comportamento poco efficiente del riduttore.

La genesi e la trasmissione del rumore prodotto da una coppia di ingranaggi o, più generalmente, il rumore che esce da una scatola cambio o da un riduttore o da un rotismo qualsiasi, è un fenomeno tra i più studiati ed analizzati nel campo della meccanica.

## 2.2 Comportamento vibrazionale del riduttore

Vale la pena richiamare alcune nozioni di base<sup>1</sup> sulla trasmissione con ingranaggi, per comprendere i fenomeni intrinsecamente coinvolti durante il funzionamento e che determinano le caratteristiche vibratorie dell'ingranamento.

In figura 2.2 è riportato un ingranaggio costituito da due ruote dentate di raggio  $R_1$  e  $R_2$  e centro  $O_1$  e  $O_2$  rispettivamente, in cui la ruota 1 è motrice e la ruota 2 è condotta.

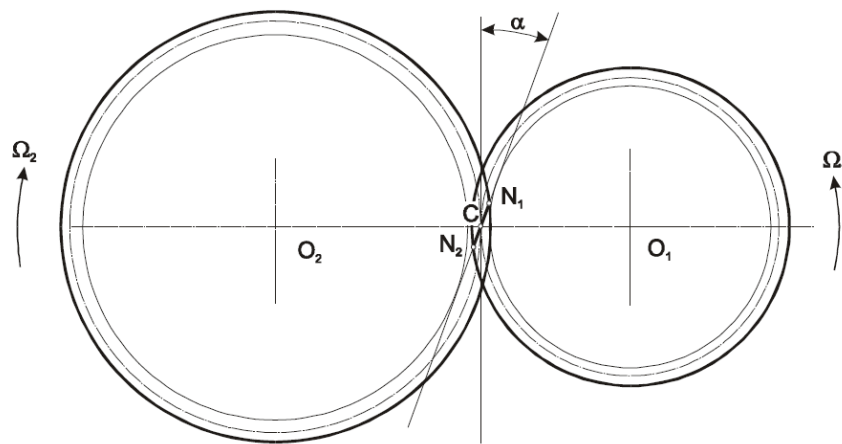


Fig. 2.2: Ingranaggio

Il contatto tra i due denti in presa si sviluppa lungo il segmento  $N_1N_2$ , detto segmento di contatto. Il rapporto di trasmissione, definito come rapporto tra la velocità angolare del cedente e la velocità angolare del movente, risulta:

$$\tau = \frac{\Omega_2}{\Omega_1} = \frac{Z_1}{Z_2}$$

Se il profilo del dente fosse perfettamente evolvente, il rapporto di trasmissione risulterebbe costante per ogni posizione angolare delle ruote. In realtà occorre tenere in considerazione gli inevitabili errori di lavorazione delle ruote e i fenomeni di deformazione sotto carico; ne risulta un rapporto di trasmissione variabile (a media

---

<sup>1</sup>Per la trattazione relativa ai fenomeni vibrazionali generati in una trasmissione tramite ruote dentate, si veda [1], Capitolo 6, *Diagnostica*

costante). Lo scostamento del rapporto di trasmissione reale da quello teorico viene indicato come *errore di trasmissione*.

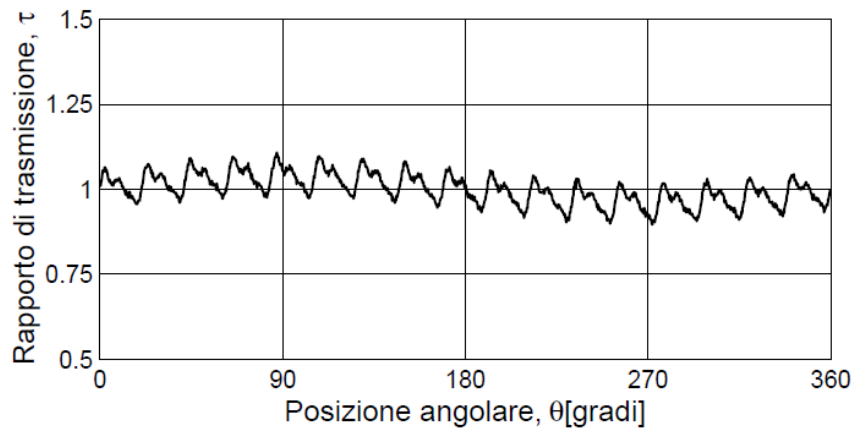


Fig. 2.3: Rapporto di trasmissione reale

La figura 2.3 riporta un andamento volutamente esagerato, ma che evidenzia bene alcuni fenomeni molto importanti; si nota un andamento fortemente distorto, a causa della variazione periodica della rigidità che si ha durante l'ingranamento:

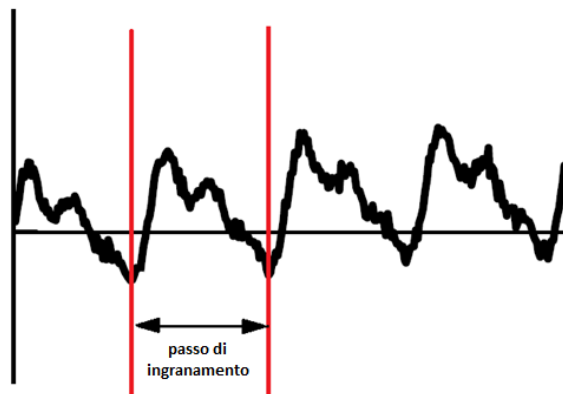


Fig.2.4: Errore di trasmissione

La rigidità di ingranamento di una coppia di denti varia al variare della posizione del punto di contatto; per comprendere questo fondamentale fenomeno, si può pensare ai denti in presa come due mensole incastrate posizionate frontalmente, caricate da una forza  $F$  che trasla lungo  $x$ :

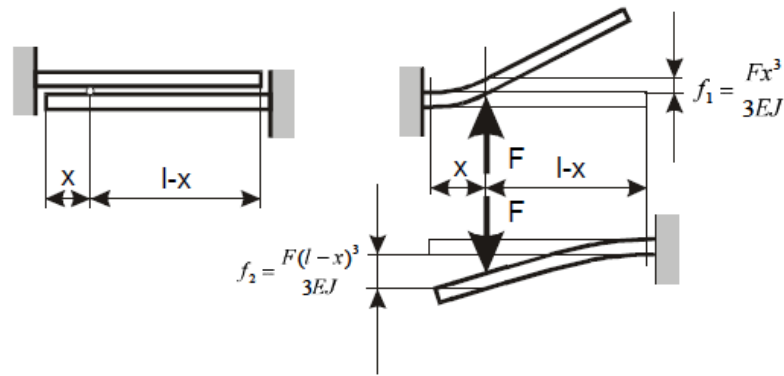


Fig. 2.5: rigidezza dell'ingranamento

La rigidezza del sistema globale è definita come la forza necessaria per determinare uno spostamento relativo unitario delle due mensole; si ricava che tale rigidezza è funzione del modulo di elasticità  $E$ , del momento di inerzia della sezione rispetto all'asse neutro  $J$ , e della posizione  $x$  di applicazione dei carichi; poiché il sistema è simmetrico rispetto alla mezzeria delle mensole, si deduce che tale rigidezza varia in modo periodico.

Questo fenomeno genera un segnale ad una frequenza caratteristica, la frequenza di ingranamento  $GMF$  (*Gear Meshing Frequency*), che è alla base dell'analisi di spettro per un ingranaggio. Durante l'ingranamento, il fenomeno si ripete, per ogni rotazione completa di una delle due ruote, tante volte quanti sono i denti della ruota stessa; risulta dunque:

$$GMF = f_1 \cdot z_1 = f_2 \cdot z_2$$

dove  $f_1$  e  $f_2$  indicano le frequenze di rotazione delle due ruote.

Vale la pena notare che la deformazione sotto carico risente direttamente dell'entità della sollecitazione: le linee spettrali prodotte avranno dunque ampiezza diversa in condizioni di carico diverse. Se ne deduce che prove di tipo comparativo avranno validità solo per condizioni di carico uguale.

La distorsione del segnale relativo all'ingranamento ha origine, come si è visto, dalla deviazione del profilo reale del dente dal profilo ideale; questa deviazione può dipendere dalla deformazione sotto carico, o dai difetti introdotti durante i processi di lavorazione o dovuti al progredire dell'usura.

Gli *errori dovuti alla lavorazione* sono, statisticamente, comuni a tutti i denti; anche in questo caso si genera un segnale alla frequenza di ingranamento e alle sue armoniche.

In alcuni casi è possibile ritrovare nello spettro le cosiddette “componenti fantasma”: si tratta di linee che corrispondono ad un ingranaggio con numero di denti diverso da quello della ruota in esame; queste componenti sono dovute a difetti periodici introdotti nella ruota durante il processo di taglio della dentatura: corrisponderanno dunque ad una ruota con numero di denti pari a quello della ruota solidale con il mandrino portapezzo della macchina utensile. Le componenti fantasma sono poco sensibili alle variazioni di carico in quanto dovute ad errori di tipo geometrico, e tendono a scomparire con il procedere dell'usura; queste caratteristiche le rendono facilmente identificabili nello spettro.

*L'usura* progredisce più velocemente nelle zone sul fianco del dente in cui si hanno maggiori strisciamenti e pressioni specifiche; sarà dunque meno accentuata in corrispondenza delle primitive. Anche questo difetto genera componenti alla frequenza di ingranamento e alle sue armoniche; in particolare, data la natura non localizzata del difetto, si riscontra una notevole distorsione della forma d'onda corrispondente all'ingranamento: occorre dunque estendere il campo di analisi almeno fino alla quarta armonica della GMF.

Talvolta sono presenti nello spettro linee a frequenza  $f_f$ , frazionaria rispetto a quella di ingranamento. Tale fenomeno si verifica quando i numeri dei denti delle ruote accoppiate hanno un fattore comune C (rapporto di trasmissione improprio):

$$f_f = \frac{GMF}{M.C.D.(z_1, z_2)}$$

In questo tipo di configurazioni un particolare difetto su un dente di una della due ruote non viene disperso in modo uniforme su tutti i vani della seconda ruota durante l'ingranamento, ma va a “segnare” ciclicamente sempre gli stessi vani, amplificando gli effetti del difetto. Si tratta di un fenomeno particolarmente gravoso che, oltre che



introdurre problemi di rumorosità, riduce pesantemente la vita utile dell'ingranaggio<sup>2</sup>.

Un'altra frequenza tipica dell'ingranamento è quella alla quale gli stessi denti ritornano ad essere in contatto. Tale *frequenza di ripetizione*  $f_r$  si ricava osservando che due denti tornano ad ingranare tra loro quando è entrato in contatto un numero di coppie pari al minimo comune multiplo dei numeri di denti delle due ruote. Il periodo che trascorre tra i due eventi è, pertanto:

$$T_r = \frac{1}{f_r} = \frac{m.c.m.(Z_1, Z_2)}{GMF}$$

Da cui:

$$f_r = \frac{GMF}{m.c.m.(Z_1, Z_2)}$$

### 2.2.1 Fenomeni di modulazione

Nell'analisi in frequenza dei segnali provenienti dalle ruote dentate è importante inoltre considerare i frequenti fenomeni di modulazione sia in ampiezza che in frequenza. Nello spettro, tali fenomeni di modulazione sono evidenti grazie alla presenza di componenti laterali rispetto alla frequenza di riferimento, ad una distanza pari alla frequenza del segnale modulante.

La *modulazione in ampiezza* è sintomo della presenza di un difetto periodico che varia l'entità del segnale principale: tipicamente la presenza di eccentricità su una delle due ruote genera un segnale modulante periodico con frequenza pari alla frequenza di rotazione della ruota eccentrica.

Per chiarire meglio il fenomeno, si prenda in esame la funzione:

$$y = (1 + \cos(2\pi f_2 t)) \cdot A \cos(2\pi f_1 t)$$

---

<sup>2</sup> Si tenga presente che la vita utile di un ingranaggio è molto lunga, e quindi anche una vita residua percentualmente più bassa può essere in realtà sufficientemente lunga.

in cui il segnale a frequenza  $f_1$ , detto portante, viene periodicamente modulato in ampiezza dal segnale a frequenza  $f_2$ , detto modulante.

Ponendo, per semplicità,  $\alpha = 2\pi f_1 t$  e  $\beta = 2\pi f_2 t$ , si ha:

$$y = (1 + \cos(\beta)) \cdot A \cos(\alpha) = A \cos(\alpha) + A \cos(\alpha) \cos(\beta)$$

Sfruttando semplici relazioni trigonometriche, si perviene a scrivere:

$$\begin{aligned} y &= A \cos(\alpha) + \frac{A}{2} \cos(\alpha + \beta) + \frac{A}{2} \cos(\alpha - \beta) = \\ &= A \cos(2\pi f_1 t) + \frac{A}{2} \cos [2\pi(f_1 + f_2)t] + \frac{A}{2} \cos [2\pi(f_1 - f_2)t] \end{aligned}$$

Si vede dunque che il segnale modulato può essere espresso come somma di un segnale di frequenza pari a quella del segnale non modulato e di segnali con frequenze pari alla somma e alla differenza della frequenza originale e di quella della modulante.

Si riporta, a titolo dimostrativo, l'esempio per un segnale a 40 Hz modulato da un segnale a 5 Hz:

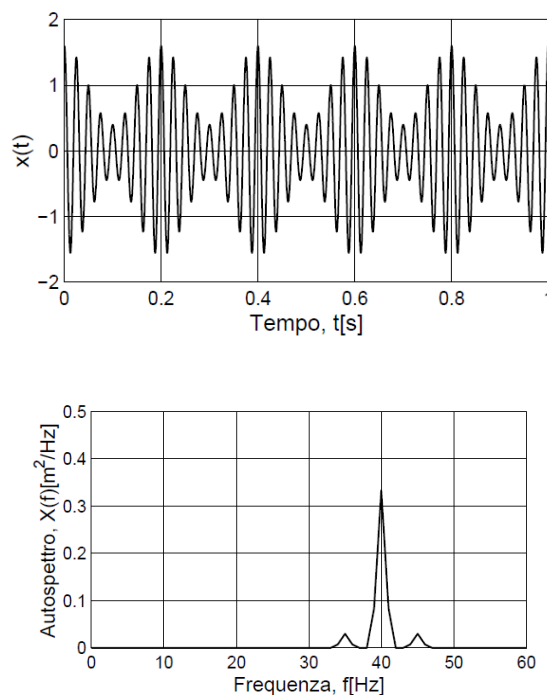


Fig. 2.6: modulazione in ampiezza

Lo spettro presenta la componente a 40 Hz, accompagnata da bande laterali a 35 Hz e 40 Hz.

Negli ingranaggi questo tipo di fenomeno è rilevabile quando sia presente su una delle due ruote un difetto di eccentricità; il carico varia con frequenza pari a quella di rotazione della ruota eccentrica; il segnale relativo all'ingranamento viene dunque modulato con comparsa di componenti laterali distanziate della frequenza di rotazione propria di questa ruota.

La *modulazione in frequenza* può essere considerata come una variazione periodica della velocità della ruota, in più o in meno, causata ad esempio dalla presenza di giochi sulla dentatura. Il modello matematico può essere descritto da un'espressione del tipo:

$$y = A \cos[2\pi f_1 t + \beta \sin(2\pi f_2 t)]$$

Dove  $\beta$  è l'indice di modulazione di fase, il cui valore varia tra 0 e  $\pi$ .

L'analisi di Fourier del segnale mostra la presenza di una linea spettrale a frequenza  $f_1$ , accompagnata da poche coppie significative di bande laterali a  $f_1 \pm f_2$ ,  $f_1 \pm 2f_2$ , ecc. Si riporta, a titolo di esempio, l'effetto di una modulazione in frequenza su un segnale con  $A=10$ ,  $\beta = 0.3\pi$ ,  $f_1 = 200 \text{ Hz}$ ,  $f_2 = 10 \text{ Hz}$ :

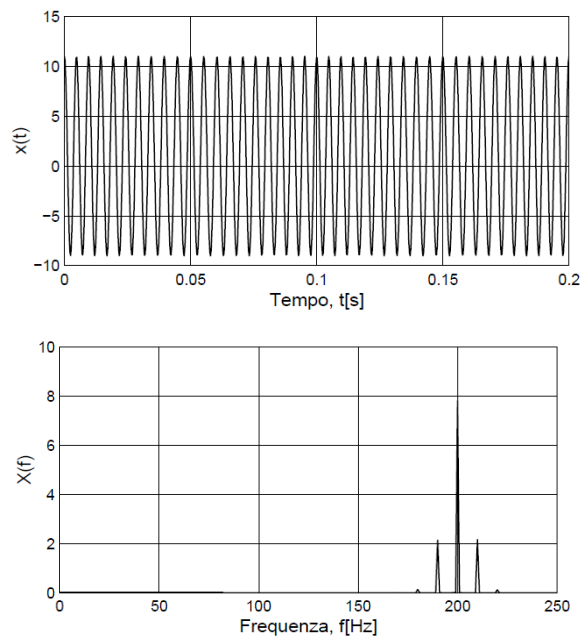


Fig. 2.7 Modulazione in frequenza

Le componenti laterali generate dai fenomeni modulanti sono in generale simmetriche rispetto alla frequenza del segnale modulato; tuttavia la presenza contemporanea di modulazione in ampiezza ed in frequenza può aumentare o diminuire in modo vario l'ampiezza delle bande laterali destre e sinistre. Questa situazione può verificarsi quando una ruota presenta sia eccentricità, che determina come visto una modulazione in ampiezza, che giochi rilevanti, che determinano una modulazione di fase. Quando il difetto più gravoso è l'eccentricità, si rileva una diminuzione delle bande laterali sinistre, mentre in presenza di giochi particolarmente rilevanti si riscontra una diminuzione delle bande laterali destre.

### 2.2.2 Diagnosi di difetti caratteristici

I difetti più comuni che possono compromettere il corretto funzionamento di un ingranaggio sono l'eccentricità, il gioco eccessivo, l'usura, il disallineamento e la presenza di denti rotti, criccati o scheggiati.

*L'eccentricità* provoca in generale una modulazione del segnale alla frequenza di ingranamento, ed è dunque rintracciabile sottoforma di componenti di modulazione sullo spettro. In configurazioni con rapporto di trasmissione improprio questo fenomeno tende ad amplificare la progressione dei difetti. La ruota eccentrica trasmette il carico in modo non uniforme durante il periodo di rotazione; poiché le stesse coppie di denti tornano periodicamente in presa, viene generata una successione di denti più usurati sulla ruota condotta. Nello spettro si riscontra dunque la comparsa della *frequenza frazionaria* e delle sue armoniche, accompagnate da bande di modulazione. La maggiore ampiezza delle bande destre indica la presenza di eccentricità.

*Il gioco eccessivo e l'usura* generano tipicamente spettri di rumore a larga banda: le ruote si muovono in modo imprevedibile. In caso di gioco rilevante sull'albero o sui cuscinetti, nello spettro si ritrovano bande distanziate della frequenza di rotazione della ruota con gioco eccessivo.

In presenza di *difetti di allineamento degli assi delle ruote*, sullo spettro è possibile ritrovare la frequenza di ingranamento e le sue armoniche, con ampiezza decrescente. Se l'ampiezza della seconda armonica è superiore alle altre, può esservi gioco eccessivo nella dentatura.

La presenza di *denti rotti, criccati o scheggiati* genera, durante l'ingranamento, fenomeni impulsivi dovuti a variazioni più o meno brusche del carico. Il fenomeno si ripete, ad ogni giro, tante volte quanti sono i denti difettosi: si generano dunque linee spettrali a frequenza  $f_d$  pari a:

$$f_d = f_r \cdot z_d$$

dove  $f_r$  rappresenta la frequenza di rotazione della ruota,  $z_d$  il numero di denti difettosi.

Questi fenomeni impulsivi possono eccitare inoltre alcune delle frequenze proprie delle ruote; queste frequenze sono identificabili nello spettro in quanto non correlate alle frequenze di rotazione o di ingranamento.

Il comportamento vibratorio del riduttore è determinato principalmente dalle dinamiche di ingranamento appena descritte; sarebbe tuttavia errato trascurare i segnali che derivano, oltre che dalla dentatura, dagli altri organi coinvolti nel meccanismo. Per caratterizzare dunque in modo efficace lo stato di funzionamento della macchina ed interpretare in modo corretto lo spettro acquisito non si può prescindere dal considerare il comportamento vibrazionale degli organi che contribuiscono al funzionamento del riduttore. Ci si riferisce, in particolare, ai cuscinetti volventi; di seguito viene introdotta una breve trattazione sull'analisi di spettro di questi elementi.

### 2.2.3 Cuscinetti volventi

Il cuscinetto volvente è costituito da numerosi elementi in moto relativo: anello interno, anello esterno, elementi volventi (sfere o rulli), gabbia; durante il

funzionamento, il moto relativo e i carichi ciclici scambiati attraverso le superfici di contatto portano all'insorgere di difetti caratteristici.

I sintomi dei danni nei cuscinetti sono rilevabili come corsa irregolare, ridotta accuratezza di funzionamento, rumore inusuale. In generale, un guasto nei cuscinetti provoca un aumento nel livello complessivo di vibrazione, ed un aumento del livello delle componenti dello spettro a frequenze specifiche, a seconda del tipo di difetto e dell'elemento su cui questo difetto si genera.

In particolare, è possibile suddividere i guasti che si generano durante il funzionamento in due categorie:

- Difetti localizzati: producono vibrazioni cicliche, caratterizzati da frequenze specifiche;
- Difetti non localizzati: producono rumore ad ampio spettro.

La sfaldatura in un anello o in un corpo volvente è un guasto ciclico, che sollecita il sistema ad opportune frequenze, mentre la corrosione non è rilevabile come difetto localizzato, per cui produce vibrazioni con un contenuto in frequenza molto ricco.

La diagnostica dei cuscinetti a rotolamento è generalmente effettuata rilevando le vibrazioni della cassa del cuscinetto attraverso un accelerometro. I guasti ciclici, che si possono verificare nell'anello interno, nell'anello esterno, nei corpi volventi o nella gabbia, producono componenti della vibrazione a frequenze specifiche, che sono funzione della geometria dei cuscinetti e della velocità di rotazione.

Una delle principali cause del danneggiamento dei cuscinetti volventi è la fatica superficiale, che trae origine dal deterioramento della struttura cristallina del materiale a seguito di sollecitazioni alternate imposte per grandi numeri di cicli. Ciò porta alla formazione di cricche che, propagandosi dagli strati sub-superficiali, possono dapprima raggiungere la superficie del pezzo (anelli di rotolamento, corpi volventi), e successivamente causare il distacco di squame di materiale, con relativa formazione di butterature o crateri (pitting). Il passaggio delle superfici di contatto degli elementi volventi sopra una di queste irregolarità dà luogo ad un urto.

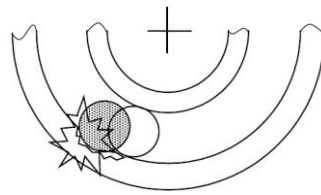


Fig.2.8: Urto sull'anello esterno

La frequenza con cui gli urti si ripetono dipende sia dal numero degli elementi volventi, sia dalla velocità relativa degli anelli. Un metodo per identificare tali frequenze caratteristiche consiste nel fare riferimento ad un meccanismo equivalente composto da ruote di frizione coniche<sup>3</sup>:

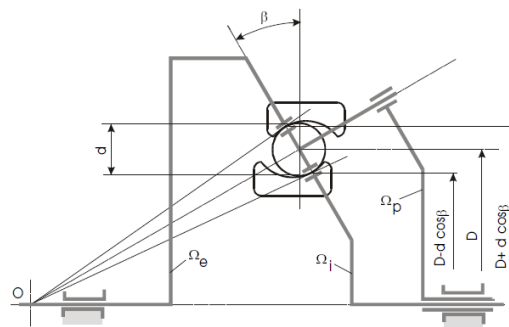


Fig. 2.9: Meccanismo equivalente

Studiando il meccanismo equivalente, è possibile caratterizzare cinematicamente il cuscinetto, e ricavare le frequenze caratteristiche di passaggio su un difetto:

$$\text{difetto sull'anello interno: } f_i = \frac{z|n_e - n_i|}{120} (1 + \lambda \cos \beta)$$

$$\text{difetto sull'anello esterno: } f_e = \frac{z|n_e - n_i|}{120} (1 - \lambda \cos \beta)$$

$$\text{difetto sul corpo volvente: } f_v = \frac{|n_e - n_i|}{120} \frac{1 - (\lambda \cos \beta)^2}{\lambda}$$

$$\text{difetto sulla gabbia: } f_p = \frac{n_e + n_i}{120} + \frac{n_e - n_i}{120} (\lambda \cos \beta)$$

<sup>3</sup> Si fa riferimento ad un meccanismo a ruote coniche in quanto l'esistenza del gioco radiale e la presenza di spinte assiali fanno sì che il contatto tra le sfere e gli anelli avvenga lungo una retta inclinata di un angolo  $\beta$ , detto angolo di contatto, rispetto al piano perpendicolare all'asse di rotazione. Per cuscinetti a rulli,  $\beta = 0$ .

dove:

- $n_e(n_i)$  : velocità dell'anello esterno (interno) in rpm
- $\lambda$ : rapporto tra il diametro degli elementi volventi e il diametro medio del cuscinetto (circonferenza su cui giacciono i centri degli elementi volventi);
- $\beta$ : tiene conto del gioco tra anelli ed elementi volventi.

Quando il grado di danno è piccolo, l'ampiezza delle componenti sopra citate si "perde" nel rumore di fondo della vibrazione. Tuttavia, una volta calcolate le frequenze caratteristiche, è possibile migliorare le prestazioni dello strumento diagnostico usando filtri selettivi e funzioni pesate, in modo da riuscire a identificare i guasti anche in uno stadio precoce.

L'ampiezza delle linee spettrali relative a difetti sull'anello interno è minore di quella relativa a difetti della stessa entità e tipologia localizzati sull'anello esterno. Ciò è dovuto a due motivi:

- il percorso seguito dall'onda, a partire dal difetto fino a giungere al trasduttore montato sul supporto esterno è più lungo (anello interno, lubrificante, corpo volvente, lubrificante, anello esterno, supporto); il segnale viene quindi attenuato.
- il difetto sull'anello esterno è in posizione fissa rispetto alla direzione del carico, e quindi genera il segnale ad ogni passaggio del carico; il difetto sull'anello interno passa nella zona caricata solo una volta per ogni giro; quando si trova fuori da questa zona può anche non generare segnale, specialmente in presenza di giochi.

La frequenza caratteristica di un difetto sulla gabbia si incontra quando si manifesta qualche problema che ne influenzi la rotazione, tipicamente la mancanza di uno o più corpi volventi, o gioco eccessivo nel cuscinetto.

Un'ulteriore indicazione sullo stato di salute del cuscinetto riscontrabile da un'accurata analisi dello spettro è quella relativa allo stato di lubrificazione. Si è visto che in caso di lubrificazione insufficiente si può avere rottura del meato di lubrificante in corrispondenza della zona del cuscinetto maggiormente caricata.



In generale è più probabile che questa rottura avvenga prima in corrispondenza dell'anello interno, in quanto a causa della maggior curvatura si hanno minori spessori del velo di lubrificante. Si generano una serie di impulsi che eccitano la frequenza naturale dell'anello interno, con una modulazione di frequenza  $f_i$ . Solitamente queste linee spettrali sono raccolte nel campo dai 500 ai 2000 Hz; quella corrispondente alla risonanza di solito non è un multiplo della  $f_i$ , e presenta un'ampiezza maggiore delle altre.

Talvolta può essere necessario effettuare una diagnosi dei cuscinetti di una macchina senza conoscerne completamente la geometria. Per quanto sia semplice, una volta in possesso del codice del cuscinetto, determinarne il diametro medio, può risultare difficile risalire al numero di elementi volventi in gioco. In questo caso è possibile utilizzare un approccio approssimato per ricavare i parametri incogniti: si può osservare in effetti che ad ogni giro circa il 40% dei corpi volventi passa sopra un difetto dell'anello interno, mentre circa il 60% passa sopra un difetto dell'anello esterno.

Risulta dunque:

$$f_e = 0,4 \cdot z \cdot f_r$$

$$f_i = 0,6 \cdot z \cdot f_r$$

Inoltre, detti  $d_v$  e  $d_m$  il diametro degli elementi volventi e della circonferenza su cui giacciono i loro centri, si può assumere:

$$d_v \approx \frac{D - d}{4}$$

$$d_m \approx \frac{D + d}{4}$$

Da cui si ricava:

$$\lambda = \frac{d_v}{d_m} \approx 0,5 \cdot \frac{D + d}{D + d}$$

Una volta individuato il difetto, occorre chiedersi quanto ancora potrà il cuscinetto durare in servizio. In generale, se l'insorgere del difetto avviene dopo un periodo di funzionamento lungo, è molto probabile che la vita residua sia ancora sufficientemente elevata. Viceversa, se il difetto insorge già dopo alcuni giorni, la progressione del danno è sicuramente più veloce. Molto dipende anche dal tipo di difetto riscontrato: mentre un difetto sui due anelli può garantire una vita residua sufficientemente lunga, un difetto sui corpi volventi o un problema di lubrificazione possono portare alla messa fuori servizio in poche ore. Naturalmente la velocità di propagazione del difetto è strettamente legata alla velocità di rotazione.

È evidente in ogni caso che al fine di ottenere una efficiente programmazione degli interventi di manutenzione sarà necessario caratterizzare le linee guida sopra esposte riferendosi al caso specifico. Un corretto monitoraggio, unito ad una profonda conoscenza del comportamento del sistema che si sta studiando, possono garantire l'ottimizzazione dei tempi di intervento, con evidenti vantaggi in termini di efficienza di servizio.

### 2.3 Rumorosità degli ingranamenti

Si è mostrato come l'analisi di spettro sia uno strumento estremamente potente nella diagnosi dello stato di salute di una macchina. Molti dei difetti analizzati comportano uno stato di funzionamento non corretto, e possono portare alla messa fuori servizio del riduttore in tempi brevi, o comunque decretare uno stato di funzionamento insoddisfacente. In una tale condizione di lavoro non ottimale, lo stato vibratorio di una macchina influenza direttamente un parametro molto importante nella definizione del livello di qualità del riduttore: la rumorosità.

Le frequenze caratteristiche descritte per il comportamento vibratorio del riduttore pesano in modo diverso sulla rumorosità percepita<sup>4</sup>, a causa della diversa sensibilità dell'orecchio umano alle varie frequenze. Per quanto dunque tutti i fenomeni trattati

---

<sup>4</sup> Si deduce dunque il limite del monitoraggio della rumorosità volto determinare in modo completo lo stato di salute del riduttore; rimane comunque un parametro di fondamentale importanza nel decretare la qualità della macchina.

con riferimento all'analisi spettrale generino "rumore", alcuni di questi eccitano frequenze nel range di massima sensibilità dell'orecchio umano, e risultano dunque più udibili e quindi problematici.

Il problema del rumore originato dalle trasmissioni è in effetti diventato sempre più pressante negli ultimi anni, a causa della maggiore esigenza di combattere l'inquinamento acustico, specie negli ambienti di lavoro: la genesi e la trasmissione del rumore prodotto da una coppia di ingranaggi è dunque un fenomeno tra i più studiati ed analizzati nel campo della meccanica.

I fenomeni che tipicamente influiscono maggiormente nella generazione di rumore durante il funzionamento di un accoppiamento tra due ingranaggi sono diversi<sup>5</sup>:

*Variatione della rigidità di ingranamento:* la rigidità del dente, intesa come rapporto tra la forza tangenziale lungo la retta d'azione e la flessione del dente in quella direzione, è continuamente variabile. Il caso più eclatante si verifica negli ingranaggi a denti dritti con rapporto di condotta inferiore a 2. Negli ingranaggi ad alto fattore di ricoprimento il carico sui singoli denti risulta molto più costante, e ne deriva una trasmissione più silenziosa. Per ottenere l'allungamento della linea di azione si può aumentare il diametro di fine evolvente, aumentando il diametro esterno e diminuendo l'angolo di pressione normale; se possibile bisognerebbe ridurre anche il modulo. Occorre tuttavia operare una scelta di compromesso, in quanto queste modifiche generano un dente più sottile e allungato, con minore resistenza a flessione; inoltre l'elevato raggio di curvatura dell'evolvente nelle vicinanze del cerchio base (che genera una maggiore pressione di contatto) e l'aumento della velocità di strisciamento aumentano il rischio di deterioramento superficiale del dente.

*Errore di trasmissione:* è la differenza tra la posizione effettiva dell'ingranaggio condotto e la posizione che esso occuperebbe nel caso di una coniugazione perfetta. Questo fenomeno rappresenta la principale causa di rumore. Gli errori di trasmissione possono essere dovuti a errori costruttivi sui profili, o a deformazione

---

<sup>5</sup> Per la trattazione relativa ai parametri di influsso sulla rumorosità degli ingranaggi, si veda [2], Cap. 21.13, *Il rumore del riduttore*, pp. 243-257

sotto carico. I primo derivano dall'ovvia impossibilità di ottenere in costruzione un ingranaggio teoricamente perfetto.

*Errore di eccentricità:* causa una frequenza di eccitazione con un ciclo per ogni giro della ruota. Causa spesso una modulazione della frequenza di ingranamento, provocando un fastidioso “effetto sirena”.

*Disallineamento dell'albero:* provoca uno spostamento del contatto all'estremità dei denti; si ha uno spostamento del carico, con conseguenze pesanti sulla rumorosità e gravi pericoli di rottura o riduzione della durata. È raro che gli errori di allineamento siano inferiori a 10 micron: per compensare gli effetti di questi difetti si usa modificare il fianco del dente eseguendo la cosiddetta “bombatura”.

*Urti tra i denti:* si verificano quando le deformazioni o gli errori di passo provocano un contatto prematuro con il dente che sta per entrare in presa. Il contatto avviene fuori dalla retta d'azione, e può comportare, oltre alla nascita di una forza dinamica elevata, una riduzione della vita dell'ingranaggio. Per compensare questo problema si può operare la “spoglia” in testa del dente: si tratta di togliere materiale in prossimità della testa, in modo da evitare l'urto quando due denti stanno per entrare in presa.

*Forze di attrito:* in un ingranamento, si ha moto di rotolamento puro solo in corrispondenza del diametro primitivo. Nella zona superiore e nella zona inferiore si ha strisciamento in direzione dell'altezza del dente, con verso opposto. Il cambio di verso della forza di attrito può innescare una vibrazione. Questo fenomeno è particolarmente influente negli ingranaggi con denti dritti, mentre è trascurabile nel caso di ingranaggi con denti elicoidali.

*Forze dinamiche di ingranamento:* risultano dalle variazioni di rigidità e ingranamento e dagli errori di trasmissione. Queste forze, variabili nel corso della rotazione, si trasferiscono attraverso i supporti fino alla carcassa; se eccitano la frequenza naturale della carcassa, possono rappresentare una fonte importantissima di rumore.

*Compressione del lubrificante*: si verifica quando i giochi tra i fianchi e sul fondo del dente non sono sufficienti; il lubrificante può rimanere compresso tra i due ingranaggi, e genera rumore quando viene espulso violentemente al procedere dell'ingranamento.

Oltre ai parametri di tipo geometrico, occorre considerare il regime di funzionamento: è stato verificato che il rumore generato da una trasmissione è ampiamente dipendente dalla potenza trasmessa.

Per concludere la discussione su questo argomento, si può esaminare l'influenza delle lavorazioni e delle relative precisioni sulla rumorosità degli ingranaggi. In linea generale, si può capire che l'ingranaggio con un profilo teorico non va bene: è richiesta sempre una modifica del profilo del dente e del fianco per ottimizzare le prestazioni in termini di rumorosità, ovvero per compensare sia gli errori di fabbricazione (profilo, passo, eccentricità, elica e allineamento), sia per compensare le flessioni del dente dovute al carico. Poiché gli errori di fabbricazione, anche se restando dentro a determinate tolleranze, sono del tutto casuali, costituiscono un fattore di incertezza nel risultato che una determinata modifica del profilo può avere. Ne consegue che più l'ingranaggio, nel suo insieme, è preciso, più probabilità ci sono di "centrare" le modifiche ottimali.



## Capitolo 3

### Il riduttore epicicloidale

Nel presente lavoro di tesi le tecniche di analisi spettrale per la caratterizzazione dello stato di funzionamento delle macchine sono state applicate al caso specifico di un riduttore epicicloidale. Questo tipo di rotismo presenta caratteristiche geometriche e cinematiche complesse; in particolare, alcune simmetrie che lo caratterizzano e la presenza di ruote con asse di rotazione mobile implicano un comportamento vibrazionale atipico, che va studiato e interpretato in maniera molto mirata. Si è resa dunque necessaria una ricerca rivolta alla comprensione dei fenomeni che governano le vibrazioni del rotismo, in modo da interpretare in modo corretto ed efficace lo spettro di frequenza del segnale di vibrazione.

Nel presente capitolo verrà descritto in generale il tipo di rotismo trattato, con particolare riferimento alla configurazione oggetto del lavoro di tesi; successivamente, sarà analizzato nello specifico il suo caratteristico comportamento vibrazionale.

### 3.1 Il riduttore

Il meccanismo del riduttore epicicloidale, geometricamente coassiale, è costituito da una ruota solare (1), un porta-satelliti (p) ed una corona a dentatura interna (3); questi elementi trasmettono il moto grazie alle ruote satelliti (2), rotanti con interasse fisso, accoppiate al porta-satelliti<sup>1</sup>.

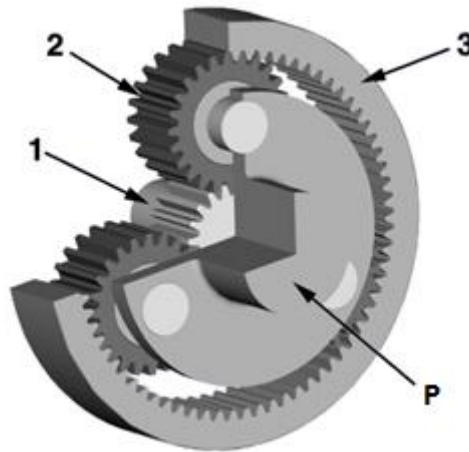


Fig. 3.1 Il meccanismo epicicloidale

Si comprende che questo meccanismo ha due gradi di libertà, e che pertanto potrà essere utilizzato come *sommatore* se fatto funzionare con due moventi ed un cedente, o come *differenziale* se fatto funzionare con un movente e due cedenti.

In ogni caso, dal punto di vista cinematico, il suo moto non potrà essere univocamente definito, e quindi non si potrà stabilire quale sia il suo rapporto di trasmissione, se non imponendo il valore della velocità angolare di uno dei tre membri principali, oltre a stabilire la funzione di ciascun degli altri due (se movente o cedente).

La configurazione di funzionamento per il riduttore studiato prevede corona fissa a telaio, movente sul solare, cedente solidale al porta-satelliti.

---

<sup>1</sup> Questi rotismi sono detti epicicloidali perché un punto appartenente alla circonferenza primitiva di una ruota satellite, che rotola sulla circonferenza primitiva della ruota solare (ad asse fisso, intorno alle quali ruotano i satelliti), descrive una traiettoria epicicloidale (curva descritta da un punto di una circonferenza che rotola esternamente su un'altra circonferenza).



Questa particolare tipologia di meccanismo offre interessanti vantaggi applicativi, tali da proporsi come una valida alternativa ai riduttori ad ingranaggi paralleli in applicazioni nei diversi settori industriali; tali vantaggi sono tanto più sensibili quanto più le applicazioni richiedono riduttori con elevati rapporti di riduzione, elevate coppie da trasmettere, elevati carichi da sopportare sull'albero in uscita.

A parità di numero di denti tra pignone e corona, uno stadio di riduzione epicicloidale garantisce, rispetto ad una riduzione ad ingranaggi ordinaria, un rapporto di trasmissione  $i$ , definito come rapporto tra la velocità angolare della ruota movente e la velocità angolare della ruota cedente, più elevato.

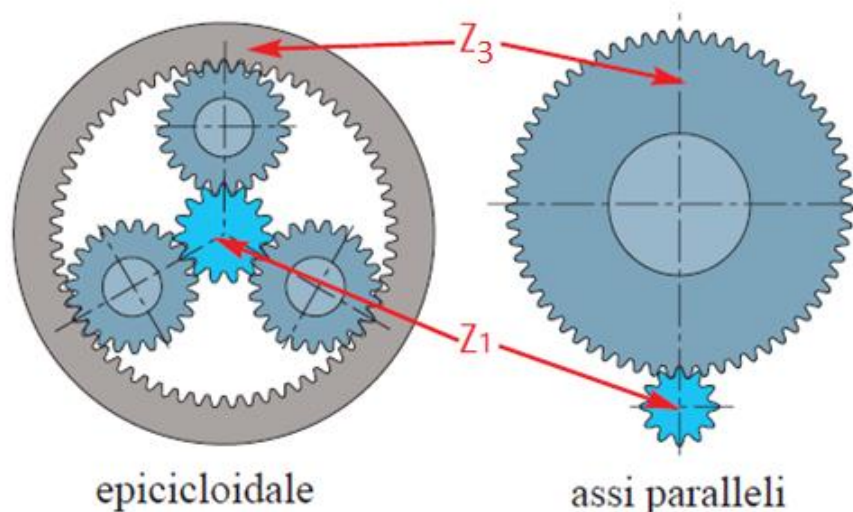


Fig.3.2 Rapporto di trasmissione

Vale infatti:

$$i_{epic} = \frac{Z_3}{Z_1} + 1 \quad i_{par} = \frac{Z_3}{Z_1}$$

Questa caratteristica si traduce in termini pratici nell'ottenere, a parità di rapporto di trasmissione, un miglior proporzionamento degli ingranaggi, prestazioni più elevate, riduzioni di dimensioni e costi.

La realizzazione di diversi rapporti per uno stadio di riduzione si esegue normalmente mantenendo la corona dentata e cambiando la ruota solare ed i planetari.

Le caratteristiche di coassialità e modularità vengono inoltre sfruttate per ottenere rapporti di riduzione più spinti, assemblando in serie più stadi di riduzione:

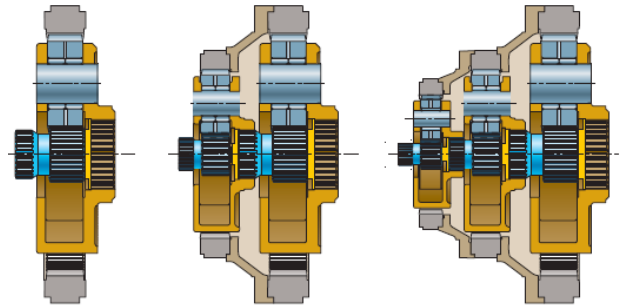


Fig. 3.3 Cascata di stadi di riduzione

Un altro indubbio vantaggio consiste nella possibilità di trasmettere un'elevata coppia con ingombri contenuti: nella riduzione epicicloidale le ruote hanno ingranamenti multipli, contrariamente a quanto avviene per un riduttore con ingranaggi singoli. A parità di coppia da trasmettere questo si traduce in forze sui denti molto inferiori, e dunque ruote con dimensioni molto più contenute.

Minori dimensioni, a parità di velocità di rotazione, portano a velocità periferiche delle dentature più basse, per cui gli ingranaggi a dentatura diritta normalmente utilizzati nelle riduzioni epicicloidali sono in grado di competere a livello di rumorosità con gli ingranaggi a denti elicoidali delle riduzioni tradizionali. La possibilità di impiegare ingranaggi più piccoli comporta inoltre dentature con modulo inferiore, quindi più bassi strisciamenti, tali da assicurare, pur con degli ingranamenti multipli, valori di rendimento totale paragonabili a quelli dei riduttori ad assi paralleli.

Un ulteriore vantaggio è costituito dalla possibilità di sopportare elevati carichi radiali sull'albero lento: le forze che si trasmettono attraverso gli ingranaggi in una riduzione epicicloidale sono fra loro equilibrate: la loro risultante è nulla, esiste solo la coppia che si trasmette attraverso il porta-satelliti all'albero d'uscita. In una

coppia di ingranaggi tradizionali invece le forze devono essere equilibrate dai cuscinetti che supportano gli ingranaggi:

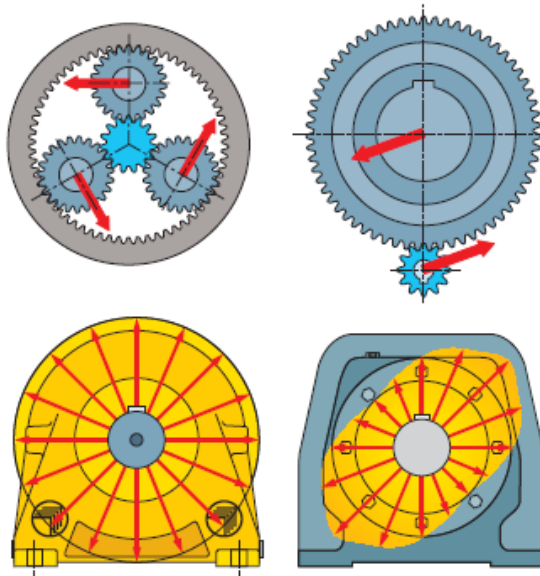


Fig. 3.4 Equilibrio delle sollecitazioni

Ne deriva che in un riduttore epicicloidale i cuscinetti montati sugli alberi di entrata e uscita sono a disposizione interamente per supportare i carichi esterni al riduttore, dato che i carichi interni dovuti agli ingranaggi sono fra loro equilibrati.

Per concludere, si sottolinea il vantaggio non secondario costituito dall'allineamento di ingresso e uscita, con evidenti benefici di installazione.

### 3.2 Analisi cinematica del meccanismo

La caratterizzazione da un punto di vista cinematico del riduttore epicicloidale risulta poco intuitiva, a causa della presenza di ruote ad asse mobile dotate di un moto di rivoluzione intorno all'asse della ruota solare. Lo studio diventa tuttavia semplice se si considera il fatto che il suo modo di funzionare non può essere

alterato da un cambiamento di riferimento, ossia se la misura delle velocità in gioco viene fatta in un riferimento mobile anziché in quello fisso<sup>2</sup>.

Con riferimento alla figura 3.4, le velocità angolari caratteristiche sono quelle dei tre membri principali: la velocità del solare, la velocità della corona, e la velocità dell'albero solidale al porta-satelliti.

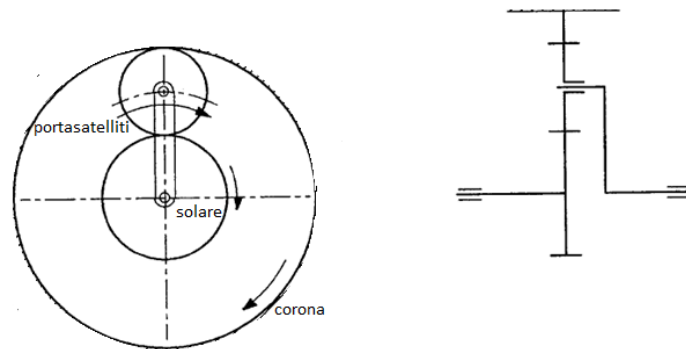


Fig. 3.5 Velocità caratteristiche

La configurazione studiata, e peraltro la più diffusa, prevede il vincolo a telaio della corona, movente sul solare, cedente sull'albero solidale al porta-satelliti. Volendo dunque applicare a questa configurazione il metodo di Willis (*metodo dell'inversione cinematica*) per ricondursi ad un meccanismo ordinario<sup>3</sup> occorre che la velocità di rotazione del porta-satelliti  $\Omega_p$  sia nulla.

Si applica dunque a tutti i membri una velocità  $-\Omega_p$ : le nuove velocità angolari saranno  $(\Omega_1 - \Omega_p)$  per il solare,  $(\Omega_3 - \Omega_p)$  per la corona,  $(\Omega_p - \Omega_p)=0$  per il porta-satelliti che risulterà fermo.

Si ottiene così quello che prende il nome di *rotismo ordinario corrispondente*:

<sup>2</sup> Per la trattazione relativa alla caratterizzazione cinematica del rotismo epicicloidale, si veda [3], Cap.8, *Rotismi*.

<sup>3</sup> Si definisce ordinario un rotismo in cui gli assi delle ruote impegnate nella catena cinematica sono fissi nello spazio.

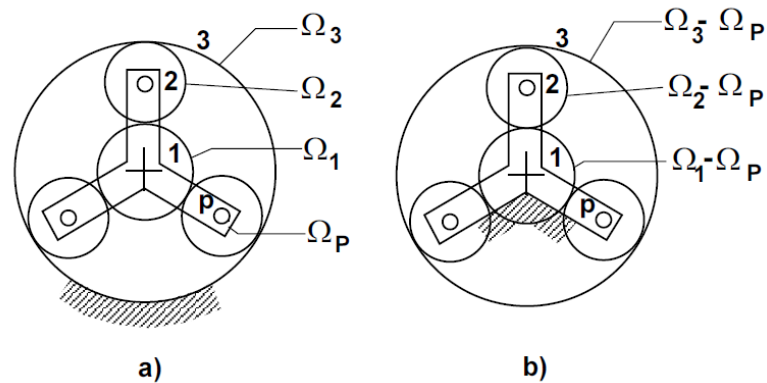


Fig. 3.6 Inversione cinematica

Il rotismo ordinario è equivalente da un punto di vista cinematico a quello di partenza, ma il moto relativo dei membri può essere studiato in modo sicuramente più semplice.

### 3.3 Lo spettro

Sfruttando il metodo dell'inversione cinematica appena introdotto, si ottiene una descrizione equivalente del moto relativo dei membri. In questo modo è immediato calcolare, secondo la teoria classica, la frequenza di ingranamento:

$$GMF = \frac{z_1}{2\pi} \cdot |\Omega_1 - \Omega_p| = \frac{z_2}{2\pi} \cdot |\Omega_2 - \Omega_p| = \frac{z_3}{2\pi} \cdot |\Omega_3 - \Omega_p|$$

$$= z_1 \cdot |f_1 - f_p| = z_2 \cdot |f_2 - f_p| = z_3 \cdot |f_3 - f_p|$$

in cui

- Le  $\Omega_i$  indicano le velocità dei vari membri in *rad/s*,
- Le  $f_i$  indicano le relative frequenze di rotazione, in Hz.

Nel caso considerato, in cui  $\Omega_3=0$  (corona fissa a telaio), risulta, semplicemente:

$$GMF = \frac{z_3}{2\pi} \cdot \Omega_p = z_3 \cdot f_p$$

A questo punto è nota la frequenza di ingranamento; si potrebbe dunque pensare di applicare le metodologie classiche viste nel capitolo precedente per caratterizzare lo stato di funzionamento del riduttore.

In effetti il primo tentativo di interpretazione dei risultati acquisiti durante l'attività di tesi mirava all'individuazione, nello spettro, della frequenza di ingranamento e delle sue armoniche, ed eventualmente al riconoscimento di bande di modulazione. Immediatamente si è notata un'incongruenza tra il risultato atteso e il risultato reale:

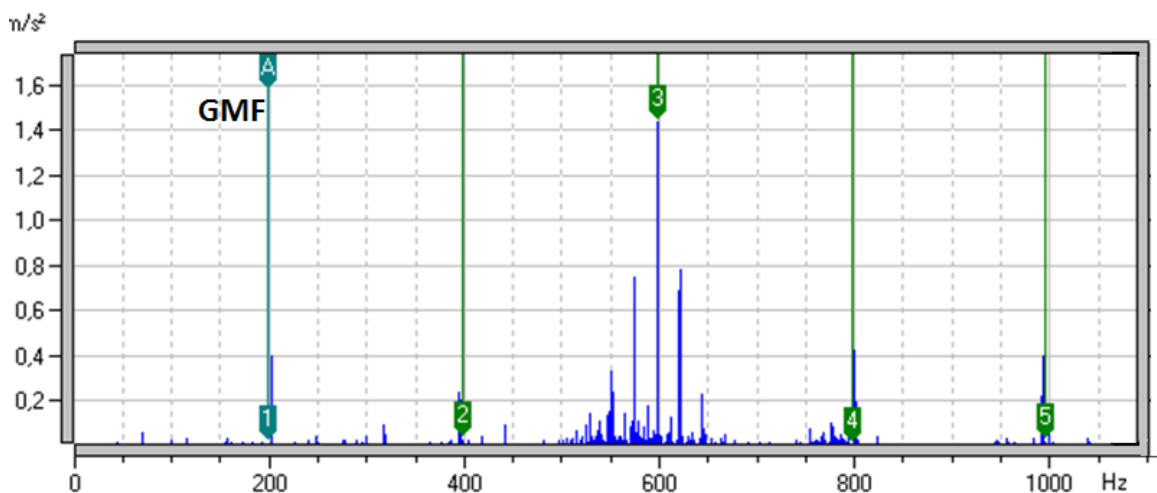


Fig. 3.7 Spettro

Si riscontrava, in particolare, la presenza di una componente *circa* alla frequenza di ingranamento, e una serie di componenti *circa* armoniche della GMF; non si ritrovava però una corrispondenza *esatta* nei risultati.

Come discusso, negli ingranamenti tradizionali la presenza contemporanea di fenomeni di modulazione in ampiezza e frequenza porta alla nascita di linee laterali asimmetriche rispetto alla frequenza centrale. Presi singolarmente, i fenomeni di modulazione generano una famiglia simmetrica di *sidebands*, ma la sovrapposizione di modulazione in frequenza e in ampiezza può portare alla modifica della distribuzione di componenti sullo spettro; tuttavia questa sovrapposizione raramente genera la completa soppressione di una determinata componente.

Per risolvere il problema, si è cercato in un primo momento di verificare la correttezza del processo di acquisizione e del calcolo delle frequenze attese, ma non

si è ottenuto alcun risultato: il calcolo della frequenza di ingranamento richiede la conoscenza della velocità di rotazione del porta-satelliti e del numero di denti della corona. L'unico parametro passibile di errore dunque è la velocità di rotazione: la linea più vicina alla frequenza di ingranamento calcolata risultava *shiftata* di circa 3,5 Hz, giustificabile solo con un errore sull'acquisizione della velocità di rotazione di 20 rpm. Il segnale di velocità è acquisito al banco da una ruota fonica sull'albero di uscita del riduttore; è stata effettuata una prova incrociata con un contagiri elettronico esterno, ed è stata confermata la correttezza del segnale rpm acquisito.

Contrariamente al classico comportamento di un ingranaggio ordinario, in cui la frequenza di ingranamento e le sue armoniche dominano lo spettro, la componente relativa alla frequenza di ingranamento sembrava dunque effettivamente soppressa.

È stata effettuata allora una ricerca mirata per verificare se il singolare comportamento osservato fosse già stato riscontrato e discusso in precedenza in casi di studio analoghi, ed effettivamente questa intuizione si è rivelata corretta: il fenomeno osservato è tipico in un riduttore epicicloidale, quando l'acquisizione venga effettuata con un sensore fisso sulla corona esterna.

In un riduttore epicicloidale, il singolo ingranamento di un satellite genererebbe uno spettro del tutto analogo a quello di un ingranaggio "ordinario"; la presenza tuttavia di più satelliti, sfasati tra loro di un certo angolo, generano sul sensore delle sollecitazioni sfasate. Queste sollecitazioni possono sovrapporsi, andando a modificare la distribuzione delle bande sullo spettro e generando il singolare fenomeno osservato.

### 3.3.1 Il comportamento del riduttore epicicloidale

La letteratura che tratta il fenomeno è cospicua; tutte le trattazioni fanno però riferimento ad una pubblicazione<sup>4</sup> di McFadden e Smith, in cui per la prima volta questo comportamento viene analizzato e spiegato. Nell'articolo si rileva

---

<sup>4</sup> Rif. [4]

effettivamente che, diversamente dalle classiche acquisizioni per gli ingranaggi, in cui la frequenza di ingranamento e le sue armoniche sono evidenti e facilmente individuabili, nei riduttori epicicloidali si riscontra un leggero spostamento della componente relativa alla GMF.

Il modello utilizzato per spiegare questo fenomeno muove dall'analisi delle relazioni tra le vibrazioni generate da ognuno dei satelliti nel loro moto relativo rispetto alla posizione del sensore di acquisizione.

Per comprendere il problema, si considera la configurazione più semplice: un riduttore epicicloidale con un solo satellite. Il sensore è montato radialmente sulla carcassa, in corrispondenza della corona.

La frequenza di ingranamento risulta, come discusso:

$$GMF = Z_3 \cdot f_p$$

dove  $f_p$  indica la frequenza di rotazione del porta-satelliti.

Per semplicità, si assume che la carcassa sia simmetrica rispetto al diametro che passa per il punto di acquisizione. Senza perdere in generalità si impone inoltre che, per  $t=0$ , il satellite si trovi in corrispondenza del raggio che passa per il trasduttore.

Durante il funzionamento l'ingranamento tra satellite e corona<sup>5</sup> produce componenti alla GMF e alle sue armoniche, a causa dei classici fenomeni dovuti a errori sul profilo dei denti e delle deformazioni sotto carico.

Si ipotizza, in prima approssimazione, un segnale di ingranamento  $x_o(t)$  costante:

---

<sup>5</sup> Il segnale generato dall'ingranamento tra satellite e solare è trasmesso al sensore attraverso il solare, l'albero, il cuscinetto e infine la carcassa. Si ritiene dunque, in via approssimativa, che il segnale acquisito sia dominato principalmente dall'ingranamento tra satellite e corona, in quanto si ha una trasmissione diretta.



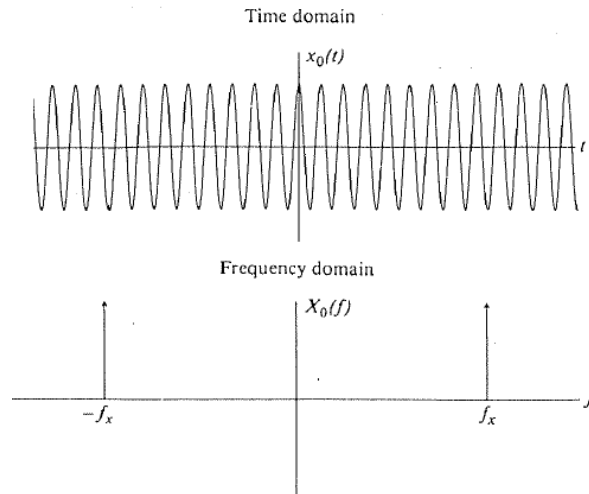


Fig. 3.8 segnale di ingranamento

Durante la rotazione del porta-satelliti, l'ampiezza del segnale varia a causa della variazione periodica della lunghezza del percorso tra superficie di contatto tra satellite e corona e posizione del sensore; definito  $\alpha$  l'angolo tra il raggio che passa per il sensore e il raggio che passa per il centro del satellite, tale segnale di modulazione  $a_0(t)$  è massimo quando  $\alpha = 0, 2\pi, 4\pi \dots$  (percorso minimo); è minima quando  $\alpha = \pi, 3\pi, 5\pi \dots$  (percorso massimo):

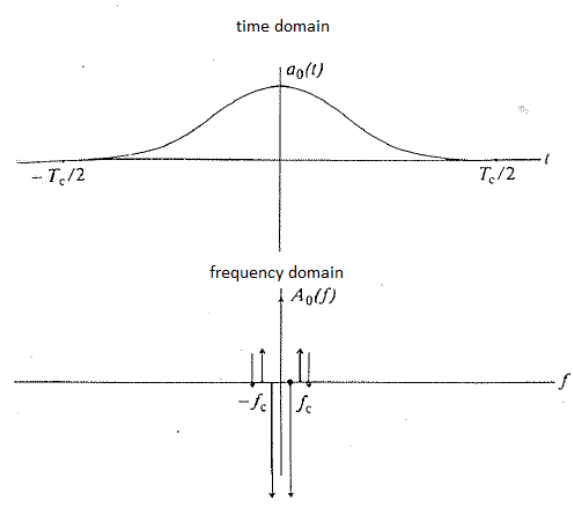


Fig. 3.9 Modulazione dovuta alla variazione del percorso

Il segnale percepito dal trasduttore è dato dal prodotto del segnale di ingranamento per la funzione di trasferimento tra satellite e sensore:

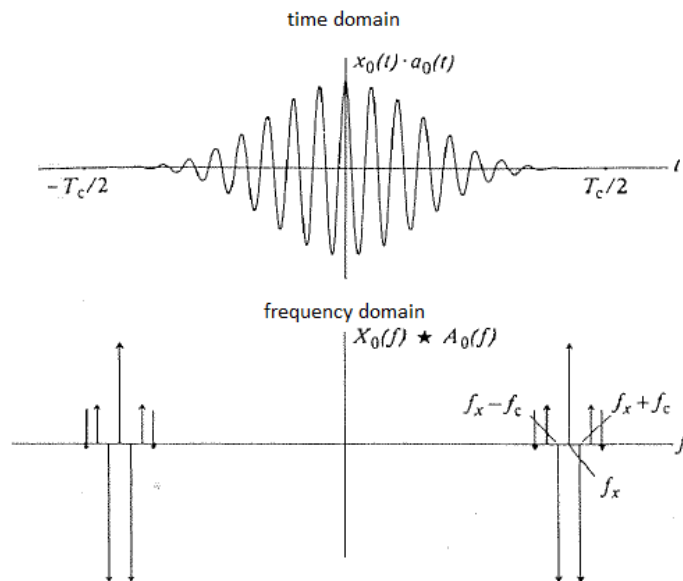


Fig. 3.10 Segnale di ingranamento modulato

Nel dominio delle frequenze, la convoluzione di  $X_0(f)$  e  $A_0(f)$  produce linee di modulazione del segnale di ingranamento spaziate di multipli della frequenza di rotazione del porta-satelliti.

La frequenza della n-sima componente laterale relativa all' m-sima armonica della frequenza di ingranamento è data da :

$$f_{mn} = m \cdot GMF + n \cdot f_p$$

ovvero:

$$f_{mn} = (m \cdot Z_3 + n) \cdot f_p$$

Se per  $t=0$  l'angolo  $\alpha$  tra sensore e satellite è nullo,  $X_0(f)$  e  $A_0(f)$  hanno fase nulla.

Se per  $t=0$  il satellite si trova sfasato di un angolo  $\alpha = \alpha_i$ , il segnale è traslato nel tempo di una quantità pari a

$$t_i = -\frac{\alpha_i}{2\pi f_p}$$

I segnali avranno quindi una forma del tipo:

$$x_i(t) = x_0(t - t_i)$$

$$a_i(t) = a_0(t - t_i)$$

Le cui trasformate risultano:

$$X_i(f) = X_0(f) \cdot e^{-j2\pi f t_i}$$

$$A_i(f) = A_0(f) \cdot e^{-j2\pi f t_i}$$

La convoluzione dei due segnali in frequenza risulta:

$$X_i(f) * A_i(f) = [X_0(f) * A_0(f)] \cdot e^{-j2\pi f t_i} = [X_0(f) * A_0(f)] \cdot e^{j\alpha_i f / f_p}$$

Da cui la fase del nuovo segnale:

$$Q_i = \alpha_i \cdot \frac{f}{f_p}$$

Per l'  $n$ -sima componente laterale dell'  $m$ -sima armonica della frequenza di ingranamento risulta dunque:

$$Q_{imn} = \alpha_i \cdot (m \cdot Z_3 + n)$$

che dipende unicamente dalla posizione angolare del satellite rispetto al sensore, oltre che dal numero di denti della corona.

In uno stadio di riduzione epicicloidale tuttavia sono presenti un certo numero  $N$  di satelliti; se si assume che i satelliti siano uguali tra loro, che il carico sia equamente suddiviso tra i satelliti, e che il segnale di ingranamento sia costante e uguale per tutti i satelliti, la vibrazione rilevata dal sensore risulta la somma lineare delle sollecitazioni prodotte dai singoli satelliti, le quali avranno fase diversa a causa della differente posizione angolare rispetto al trasduttore.

Le ampiezze delle componenti dello spettro dei singoli satelliti sono identiche; l'ampiezza nello spettro complessivo viene determinata allora dall'ampiezza della componente che si avrebbe con un singolo satellite moltiplicata per la somma vettoriale delle fasi.

$$\bar{Q}_{mn} = \sum_{i=1}^N \bar{Q}_{imn}$$

Questo fenomeno di sovrapposizione comporta la comparsa di linee sullo spettro ad ampiezza amplificata, nel caso in cui i contributi dei tre satelliti a quella frequenza siano in fase; può invece verificarsi la soppressione di determinate componenti nel caso in cui i tre contributi si annullino reciprocamente.

A prova dei risultati ottenuti si riporta il caso di un riduttore con corona con 134 denti, e tre satelliti equi-spaziati:

$$\alpha_1 = 0$$

$$\alpha_2 = \frac{2\pi}{3}$$

$$\alpha_3 = -\frac{2\pi}{3}$$

Per  $m=1$  e  $n=0$  (frequenza di ingranamento) si calcola, per i tre satelliti:

$$Q_{110} = 0 \cdot (1 \cdot 134 + 0) = 0$$

$$Q_{210} = \frac{2\pi}{3} \cdot (1 \cdot 134 + 0) = -\frac{2\pi}{3}$$

$$Q_{310} = -\frac{2\pi}{3} \cdot (1 \cdot 134 + 0) = \frac{2\pi}{3}$$

Con riferimento alla figura 3.11 (caso a), i tre segnali risultano sfasati di  $120^\circ$ , e si annullano a vicenda: si ha dunque soppressione della frequenza di ingranamento.

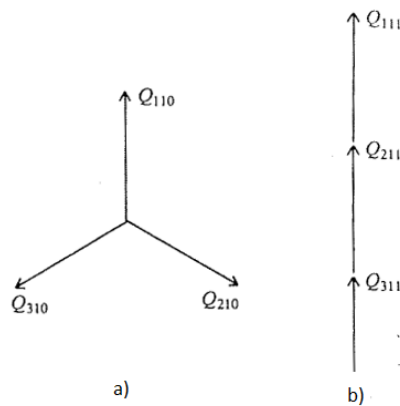


Fig 3.11 Somma dei fasori

Per  $m=1$  e  $n=1$  (prima componente laterale destra) si ha:

$$Q_{111} = 0 \cdot (1 \cdot 134 + 1) = 0$$

$$Q_{111} = \frac{2\pi}{3} \cdot (1 \cdot 134 + 1) = 0$$

$$Q_{111} = -\frac{2\pi}{3} \cdot (1 \cdot 134 + 1) = 0$$

I tre fasori risultano dunque in fase (Fig 3.11, caso b): la linea laterale risulta amplificata, e sarà dominante rispetto alla GMF.

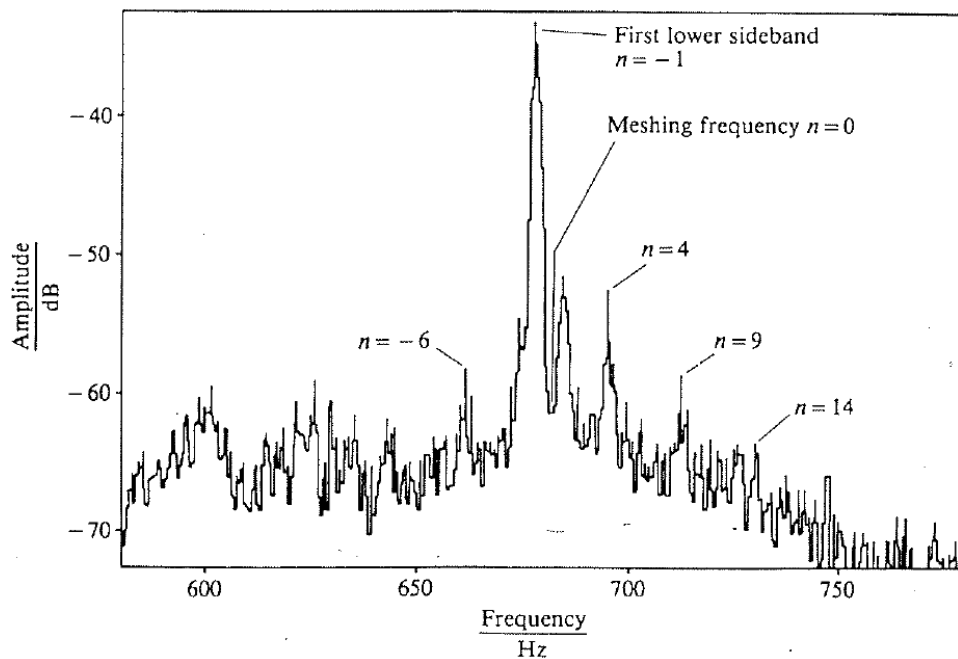


Fig. 3.12 Spettro

Con riferimento allo spettro di Fig. 3.12, relativo al caso considerato, i risultati attesi vengono confermati dall'acquisizione sperimentale.

Come evidenziato dall'espressione di  $\bar{Q}_{imn}$ , la fase della n-sima componente laterale relativa all' m-sima armonica dipende univocamente da caratteristiche geometriche del riduttore: l'angolo tra i satelliti, ed il numero di denti della corona.

### 3.3.2 Soppressione della GMF

Generalizzando le valutazioni riportate nell'articolo di McFadden e Smith, si può effettuare una semplice considerazione; ci si può chiedere infatti in quali condizioni si verifichi la soppressione della GMF.

Richiamando l'espressione per il calcolo dell'angolo di fase:

$$Q_{imn} = \alpha_i \cdot (m \cdot Z_3 + n)$$

si deduce che, nel calcolo delle fasi dei segnali relativi ai vari satelliti, il fattore determinante risulta:

$$k = (m \cdot Z_3 + n)$$

che, calcolato per la frequenza di ingranamento (m=0, n=0) diventa:

$$k = (0 \cdot Z_3 + 0) = Z_3$$

Questo fattore va a moltiplicare l'angolo di sfasamento con cui sono montati i satelliti. Nel caso di N satelliti equi-spaziati, quest'angolo di sfasamento risulta:

$$\alpha_i = \pm i \cdot \frac{2\pi}{N}$$

Per  $i=1,2,\dots,N$  e  $\alpha_i \in ] - \pi, +\pi ]$

Da cui, la fase per il segnale alla frequenza di ingranamento del satellite *i-simo* risulta:

$$Q_{iGMF} = \alpha_i \cdot k = \pm i \cdot \frac{2\pi}{N} \cdot Z_3$$

Da semplici considerazioni trigonometriche si deduce dunque che se il numero dei denti della corona è direttamente divisibile per il numero  $N$  di satelliti, ovvero se  $Z_3/N$  è intero, i fasori sono allineati:

$$Q_{iGMF} = 0, \quad \forall i = 1, 2, \dots, N$$

La soppressione della frequenza di ingranamento dunque non si verifica. Viceversa, la soppressione si avrà quando il numero di denti della corona non sia direttamente divisibile per il numero di satelliti  $N$ . Questa semplice considerazione è stata verificata con riferimento ai numerosi esempi ritrovati in letteratura<sup>6</sup>, e si è effettivamente rivelata corretta.

### 3.4 Specializzazione della trattazione al caso studiato

Nel caso analizzato, il riduttore presenta tre satelliti sfasati di  $120^\circ$ , e una corona a 62 denti. È possibile dunque applicare il metodo analizzato per determinare il comportamento atteso per lo spettro.

Si può subito affermare che, poiché il numero di denti della corona non è divisibile per il numero dei satelliti, si verificherà la soppressione della GMF.

È stato implementato in ambiente Matlab un codice<sup>7</sup> per il calcolo degli angoli di fase delle varie componenti dei segnali generati dagli ingranamenti dei satelliti; in tabella viene riportato il calcolo eseguito per  $m=1, 2, 3$ , e per le bande laterali fino a 7 volte la frequenza di rotazione del porta-satelliti, in più o in meno, rispetto alla frequenza di riferimento.

Le frequenze che risentono del contributo in fase dei satelliti sono state evidenziate con il termine “1”; il termine “0” indica invece che i tre contributi sono sfasati e si annullano reciprocamente.

---

<sup>6</sup> Rif. [4],[5],[6]

<sup>7</sup> Il codice è riportato in Appendice

n	m=1	m=2	m=3
-7	0	1	0
-6	0	0	1
-5	1	0	0
-4	0	1	0
-3	0	0	1
-2	1	0	0
-1	0	1	0
0	0	0	1
1	1	0	0
2	0	1	0
3	0	0	1
4	1	0	0
5	0	1	0
6	0	0	1
7	1	0	0

Tabella 1

Si riscontra effettivamente la soppressione della GMF:

$$Q_{110} = 0 \cdot (1 \cdot 62 + 0) = 0$$

$$Q_{210} = \frac{2\pi}{3} \cdot (1 \cdot 62 + 0) = -\frac{2\pi}{3}$$

$$Q_{310} = -\frac{2\pi}{3} \cdot (1 \cdot 62 + 0) = \frac{2\pi}{3}$$

La somma dei tre fasori è nulla.

Sulla base dei risultati ottenuti, si è proceduto quindi ad una verifica confrontando i risultati attesi con il comportamento effettivamente acquisito.

Si fa riferimento all'acquisizione sul riduttore con una velocità sull'albero di ingresso pari a 1388 rpm; il rapporto di riduzione è pari a 7,2, da cui deriva:

$$n_p = \frac{1388}{7,2} = 192,8 \text{ rpm}$$



La frequenza di ingranamento risulta:

$$GMF = \frac{n_p}{60} \cdot Z_3 = 199,25 \text{ Hz}$$

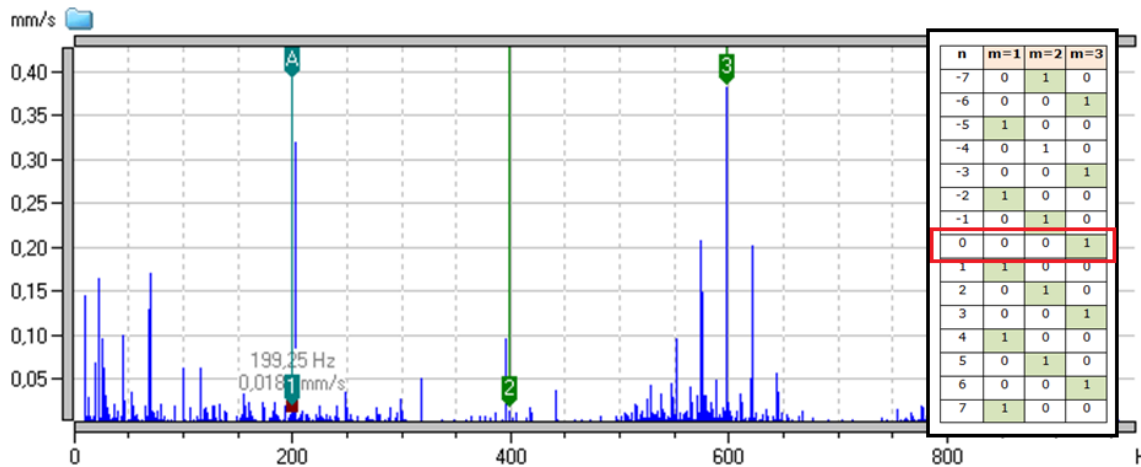


Fig. 3.13 Spettro complessivo

Con riferimento alla tabella, nello spettro di fig. 3.12 si ha conferma della soppressione della GMF e della seconda armonica; la terza armonica risulta invece dominante.

Si nota una componente molto vicina alla frequenza di ingranamento:

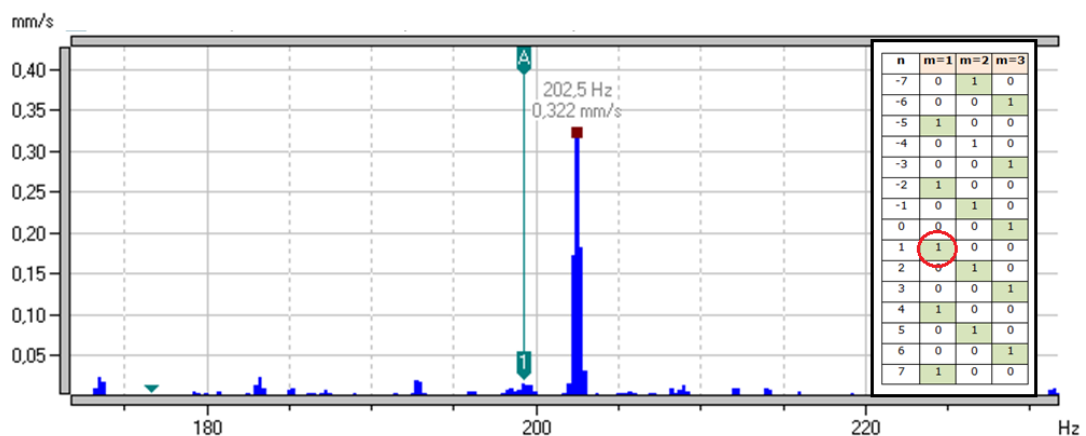


Fig. 3.14 GMF

La linea è distanziata dalla GMF di 3,25 Hz, che è pari alla frequenza di rotazione del portasatellite: è dunque la prima *sideband* destra ( $m=1, n=1$ ).

La seconda armonica è soppressa, ma ci si aspetta una componente di modulazione sinistra:

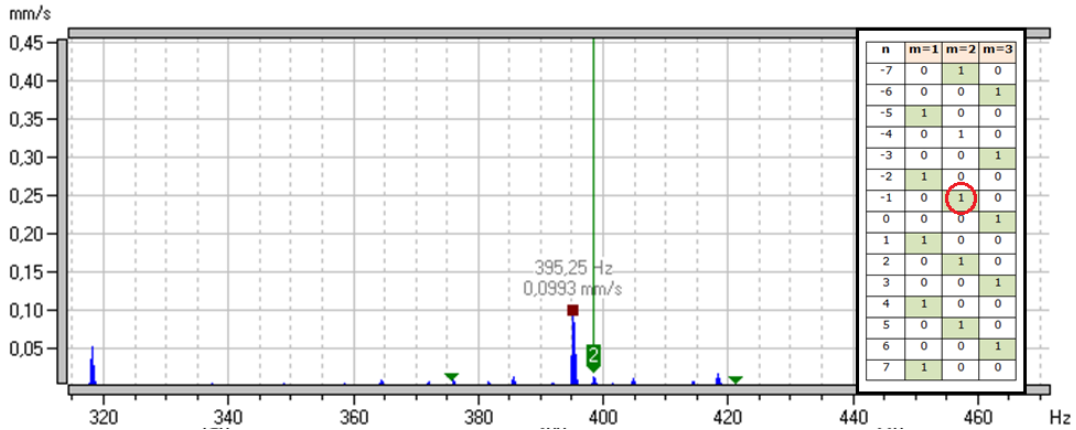


Fig. 3.15 seconda armonica

Il dato sperimentale conferma i risultati attesi.

La terza armonica è invece ben evidente nello spettro: i contributi dei tre satelliti sono in fase:

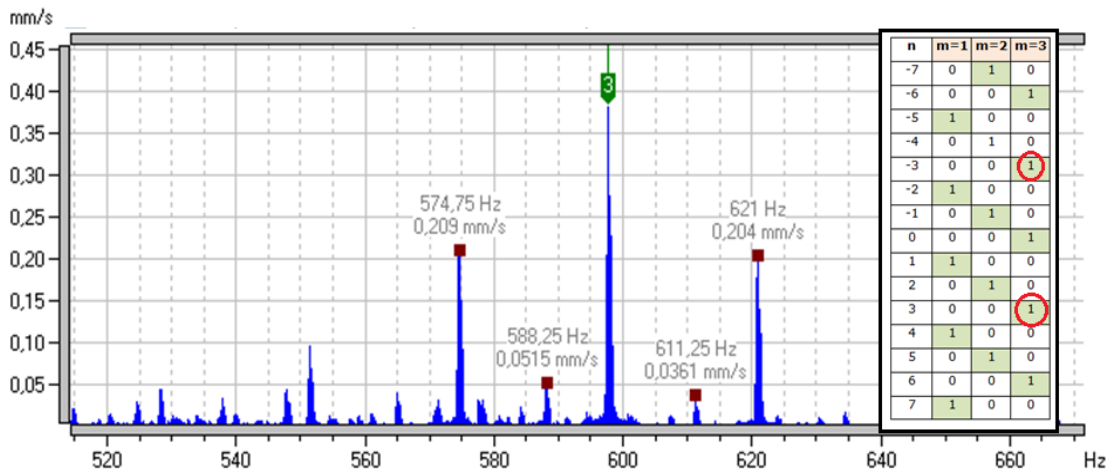


Fig. 3.16 terza armonica

Sono evidenti inoltre le due *sidebands* a  $\pm 3 \cdot f_p$ , e due componenti di modulazione distanti dalla terza armonica della frequenza di ingranamento di una frequenza pari a quella di rotazione del solare, indice dunque di una modulazione di ampiezza probabilmente dovuta ad un'eccentricità sulla ruota.

Il calcolo delle frequenze attese è stato esteso, nel codice di calcolo implementato, fino alla sesta armonica della frequenza di ingranamento, ed è stato confrontato con lo spettro acquisito: si trova una perfetta congruenza tra i risultati attesi e quelli ottenuti sperimentalmente.

In particolare, si nota che tutte le frequenze che ci si aspettava fossero sopresse sono effettivamente assenti nello spettro; non tutte le frequenze “in fase” sono tuttavia rilevabili: questo è probabilmente dovuto all’ampiezza molto bassa nel segnale di ingranamento della banda relativa, tale che anche una sovrapposizione in fase non le renda evidenti.

L’approccio suggerito da McFadden e Smith si rivela dunque efficace, e consente una interpretazione corretta dello spettro.

### 3.5 Considerazioni sul fenomeno analizzato

Per concludere, si sottolinea che questo particolare fenomeno di modulazione non è una caratteristica intrinseca del tipo di riduttore o di un particolare tipo di difetto, ma è dovuto unicamente al fatto che l’acquisizione viene effettuata con sensore in posizione fissa sulla corona. Il segnale prodotto da un singolo ingranamento sarebbe trattabile in modo tradizionale, se non fosse per la modulazione dovuta al moto relativo dei satelliti intorno al trasduttore.

Misurando la vibrazione con un sensore in posizione fissa si ottiene un segnale “globale”, che risulta dall’influenza reciproca di tutti gli ingranamenti che costituiscono il meccanismo. Ne deriva, oltre alla discussa difficoltà di interpretazione dello spettro, un evidente limite nell’applicazione delle tecniche diagnostiche per il riconoscimento di difetti negli organi; se si considera ad esempio un riduttore ad assi paralleli, è possibile calcolare per ogni ingranamento la GMF, le bande di modulazione relative ad una o all’altra ruota, e monitorarne l’evoluzione durante il funzionamento, in modo mirato. In un riduttore epicicloidale invece la GMF calcolata è la stessa per tutte le superfici di ingranamento, tra solare e satelliti,

e tra satelliti e corona, e il segnale “globale” non può essere riferito in modo mirato ad un preciso elemento.

### 3.5.1 Metodi di separazione del segnale

Un metodo efficace per ottenere informazioni più significative dallo spettro è quello della “media sincrona”, sincronizzando cioè una serie di acquisizioni con la rotazione della ruota che interessa analizzare, e operando una media attraverso l’insieme dei dati così prelevati. Si ottiene in questo modo un segnale che, al crescere del numero dei campioni, tende ad annullare il contributo delle ruote aventi velocità diverse da quella di interesse. Rimane tuttavia il problema che in uno stadio di riduzione epicicloidale tutti i satelliti sono caratterizzati dalla stessa velocità di rotazione, e quindi il segnale è globalmente riferito agli N satelliti. Ne deriva che un difetto su uno dei satelliti viene mediato ad  $1/N$  volte la sua ampiezza, con il rischio di non essere rilevato fino a quando non diventi particolarmente gravoso.

In [7] e [8] viene suggerito un metodo per ottenere un segnale riferito ad un singolo satellite. Si considera infatti che, in una rotazione completa del porta-satelliti, il segnale avrà un picco ogni volta che un satellite passa nei pressi del raggio di posizionamento del sensore:

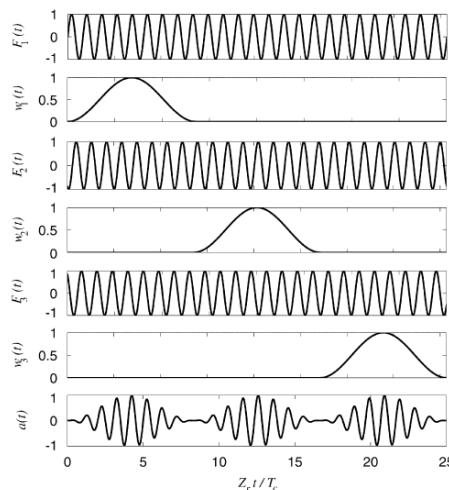


Fig. 3.17 Picchi in una rotazione completa del porta-satelliti

Definito il periodo di rotazione del porta-satelliti:

$$T_p = \frac{2\pi}{\Omega_p}$$

Si può assumere che l'influenza del satellite  $i$ -simo sul trasduttore abbia una durata pari a :

$$T_s^* = \frac{T_p}{N}$$

Si può dunque pensare di acquisire per un breve intervallo, quando il satellite è vicino al sensore; il segnale acquisito sarà prevalentemente generato dal singolo satellite. Accumulando in modo separato i dati relativi ai singoli satelliti, diventa possibile operare una media tra tutti i segnali relativi allo stesso satellite, ottenendo dunque un'informazione riferibile ad una precisa ruota.

Il metodo permette dunque di ottenere acquisizioni molto significative; richiede tuttavia una non indifferente complicazione della catena di acquisizione: occorre installare un sensore fotoelettrico per determinare in modo preciso la posizione angolare del porta-satelliti; la strumentazione di acquisizione deve essere estremamente performante, per garantire la perfetta sincronizzazione dell'acquisizione in un periodo breve e ad intervalli molto ristretti; i dati acquisiti devono essere inoltre accumulati in modo separato per i diversi satelliti.

Per quanto quindi l'approccio suggerito sia di sicura validità, le evidenti difficoltà di applicazione ne consentono la sperimentazione solo in condizioni di laboratorio, e sotto esigenze di ricerca specifiche.

Per concludere la trattazione, si consideri infine la possibilità di acquisire il segnale relativo al singolo satellite posizionando un sensore che ruoti solidalmente con il porta-satelliti<sup>8</sup>; questo tipo di acquisizione permetterebbe di ottenere un segnale estremamente significativo, relativo al satellite presso il quale è stato posizionato il sensore. Lo spettro acquisito risulterebbe inoltre trattabile in modo del tutto simile a

---

<sup>8</sup> Per la trattazione dettagliata sul metodo suggerito, si veda [5]

quello di un ingranaggio ordinario, in quanto il sensore è solidale al sistema di riferimento che ruota con il porta-satelliti.

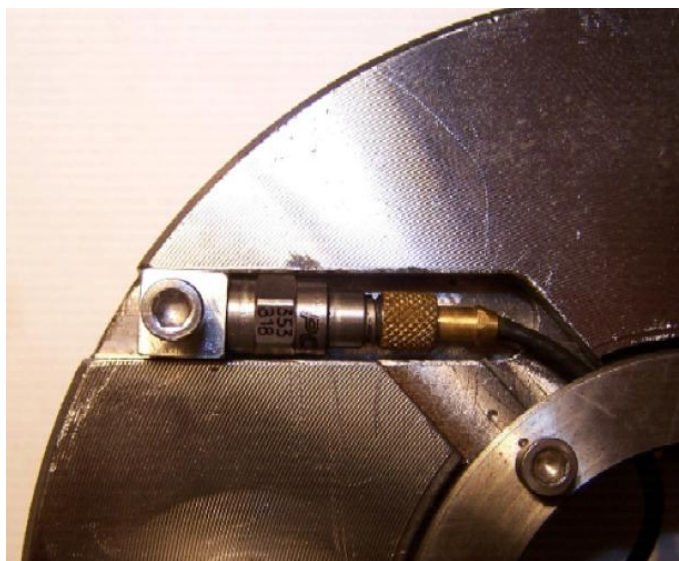


Fig.3.18 Posizionamento del sensore

Ne risulterebbe tuttavia la necessità di intervenire in modo invasivo nella struttura del riduttore. La complicazione derivante sarebbe giustificabile solo in un contesto di ricerca altamente specializzata, ma esula dagli intenti di monitoraggio che ci si propone nel presente lavoro di tesi.

# Capitolo 4

## La campagna di prove

### 4.1 Introduzione al problema

Il presente lavoro di tesi ha riguardato l'applicazione delle tecniche di analisi delle vibrazioni al caso particolare di un riduttore epicicloidale prodotto da STM spa. Il riduttore, allo stato di produzione, presentava un elevato livello di rumorosità. Si è cercato dunque di indagare le possibili cause del problema attraverso gli strumenti di diagnosi vibro-acustica recentemente introdotti in sala prove.

Sono stati acquisiti e valutati in particolare gli effetti di alcune modifiche introdotte alla configurazione attuale di produzione con l'intento di ridurre livello di emissione acustica.

Occorre sottolineare che questo tipo di analisi veniva effettuato per la prima volta in azienda; non si disponeva dunque di valori di riferimento per i parametri acquisiti, quali livello di rumorosità o ampiezza delle varie componenti spettrali. Come discusso, l'analisi in frequenza assume particolare valenza quando si disponga di uno spettro di riferimento, in cui è possibile abbinare le varie componenti spettrali agli organi in gioco; il superamento della soglia definita "accettabile" di una o più componenti permette di individuare con precisione quale elemento sia soggetto all'insorgere di un difetto, ed intervenire per risolvere il problema. Non disponendo dunque di livelli di riferimento, non era possibile imputare il comportamento "globalmente" rumoroso del riduttore ad un preciso fenomeno.

È stata dunque effettuata una campagna di prove di tipo comparativo, introducendo progressivamente alcune modifiche al riduttore e valutando gli effetti sui parametri di interesse.

Nel presente capitolo si presenterà brevemente il contesto industriale in cui il lavoro è stato svolto, ed in particolare la strumentazione utilizzata in sala prove per acquisire i parametri di interesse. Successivamente verrà descritta la campagna di prove, con specifico riferimento alle configurazioni analizzate e ai parametri misurati per la caratterizzazione dello stato di funzionamento del prodotto.

## 4.2 Descrizione del contesto industriale

### 4.2.1 L'azienda

STM s.p.a. nasce nel 1976 come piccola azienda artigianale, ma si trasforma nei primi anni novanta in una vera e propria realtà industriale, oggi estremamente presente nel mercato delle trasmissioni meccaniche.



L'azienda, con l'impiego di moderni sistemi di progettazione, l'introduzione di avanzati e tecnologici sistemi di produzione quali centri di lavoro, dentatrici e sofisticate linee di rettifica, dispone di un'ampia e diversificata offerta di riduttori di velocità, motori elettrici, variatori meccanici ed elettronici.

La produzione di STM, accanto ai tradizionali componenti meccanici e idraulici per la trasmissione di potenza, comprende sistemi avanzati di ingegneria e soluzioni di mecatronica destinati alle macchine per l'agricoltura, l'industria e alle applicazioni



per l'energia. La missione di STM si è progressivamente orientata dalla semplice offerta di prodotti e componenti alla proposta di sistemi completi e di servizio totale al cliente, per la risoluzione di tutte le problematiche nell'ambito della catena cinematica e della trasmissione di potenza.

#### 4.2.2 La sala prove

Nella sala prove dell'azienda sono presenti strumentazioni all'avanguardia per la caratterizzazione dello stato di funzionamento dei prodotti.

STM si è dimostrata in particolare molto attenta agli aspetti di ricerca e sviluppo, dotandosi in tempi recenti di strumenti per l'analisi vibrazionale ed acustica dei propri riduttori, con l'intento di individuare in modo preventivo difetti e cause di guasti alle macchine, e caratterizzare in modo oggettivo la qualità dei prodotti offerti.

##### 4.2.2.1 Parametri misurati

Per la caratterizzazione in sala dello stato di funzionamento del riduttore sono stati acquisiti i seguenti parametri:

- Il livello di rumorosità<sup>1</sup> in dB
- Il livello di severità di vibrazione  $v_{rms}$

Questi indicatori di tipo “globale” sono stati affiancati da un'accurata analisi di spettro, con l'intento di individuare la causa del rumore, e monitorare in modo mirato l'evoluzione di alcune componenti significative in seguito all'introduzione delle modifiche alla configurazione standard del riduttore.

---

<sup>1</sup> È stato acquisito un valore medio di 5 valori di misura uniformemente distribuiti su una superficie che circonda il riduttore, alla distanza di 1 m (secondo DIN 45635). In tal modo il risultato è largamente indipendente dalle casualità di un singolo luogo di misura.

#### 4.2.2.2 Il banco prova

Il banco utilizzato per la campagna di prove utilizza un freno a correnti parassite capace di esprimere una coppia frenante da fino a 600 Nm.



Fig. 4.1 Installazione al banco

Il riduttore viene fissato sul piano di appoggio del banco. L'albero di comando viene collegato con apposito giunto al motore di alimentazione. Il motore utilizzato è un motore asincrono trifase a 4 poli.

Dati di targa del motore:

Collegamento alla rete	A stella
Tensione nominale	400 V
Frequenza di alimentazione	50 Hz
Potenza nominale	1,8 KW
Velocità nominale	1400 rpm

La taglia del motore disponibile per le prove è stata determinante nella scelta del regime di prova di riferimento per le varie configurazioni. In particolare, in

condizioni di lavoro nominali per il motore, la coppia frenante imposta è pari a 80 Nm<sup>2</sup>.

La velocità di rotazione è acquisita al banco tramite un *encoder* sull'albero comandato; la coppia è ottenuta tramite cella di carico (noto il braccio rispetto all'asse freno). Vengono inoltre monitorati, per svolgere la prova in sicurezza, i parametri di assorbimento elettrico.

#### 4.2.2.3 Il fonometro

Per acquisire il livello di emissione acustica, in sala prove viene utilizzato un fonometro integratore di precisione in classe 1 IEC60651 / IEC60804 / IEC61672 con linearità dinamica superiore ai 102 dB.



Fig. 4.2 Fonometro

---

<sup>2</sup> Vale la pena considerare che il rumore generato durante la trasmissione dipende strettamente dalla potenza trasmessa. Raddoppiando la potenza si ha un aumento di circa 3 dB del rumore. La potenza si può aumentare aumentando la coppia o la velocità. In letteratura è stato rilevato che il raddoppio della velocità aumenta il rumore di 5-7 dB, mentre il raddoppio della coppia fa crescere il livello sonoro di circa 3dB. Occorre inoltre considerare che la variazione di velocità comporta uno spostamento della frequenza di ingranamento, con la possibilità che alcune frequenze di risonanza vengano eccitate. I parametri di influsso sono dunque molti e particolarmente interconnessi. Si ritengono tuttavia significativi da un punto di vista *comparativo* i risultati ottenuti, ottenuti per stessi valori di coppia e velocità di rotazione.

Il fonometro integratore permette di calcolare il livello  $L_{eq}$ , ossia l'integrale della pressione sonora al quadrato in un determinato tempo, diviso per il tempo stesso, ovvero l'energia sonora complessiva. Questa quantità viene detta *livello sonoro continuo equivalente*, e rappresenta il livello sonoro che un rumore costante dovrebbe avere per eguagliare la quantità di energia acustica fornita dal rumore reale, fluttuante nel tempo.

Oltre al valore globale, il fonometro fornisce uno spettro in cui viene riportata la distribuzione dei livelli sonori alle varie frequenze:

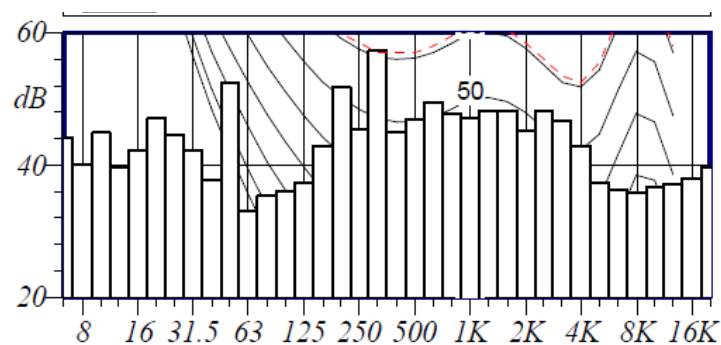


Fig. 4.3 Spettro fonometrico

Nello spettro le bande verticali rappresentano il livello assoluto di rumorosità, in dB, alle diverse frequenze. Le curve isofoniche sullo sfondo permettono di valutare il peso delle diverse bande rispetto alla sensibilità dell'orecchio umano alle diverse frequenze.

I suoni che solitamente vengono analizzati nelle attività di ricerca acustica non sono toni puri, cioè caratterizzati da un segnale a frequenza specifica, ma di tipo complesso, relativi cioè ad una gamma di frequenze con diversi livelli. È necessario dunque effettuare l'analisi in frequenza dei suoni attraverso la quantificazione del contenuto energetico nelle diverse bande, cioè in determinati intervalli di frequenza. Lo spettro acquisito al fonometro ha risoluzione spettrale in terzi d'ottava. Ogni banda è caratterizzata dalla frequenza nominale di centro banda  $f_{cen}$  e dalle frequenze limite superiore  $f_{sup}$  ed inferiore  $f_{inf}$ .

Si riportano di seguito le frequenze centrali e gli estremi di banda per il range 0-5000 Hz:

$f_{cen}$ [Hz]	$f_{inf}$ [Hz]	$f_{sup}$ [Hz]
12.5	11.2	14.1
16	14.1	17.8
20	17.8	22.4
25	22.4	28.2
31.5	28.2	35.5
40	35.5	44.7
50	44.7	56.2
63	56.2	70.8
80	70.8	89.1
100	89.1	112
125	112	141
160	141	178
200	178	224
250	224	282
315	282	355
400	355	447
500	447	562
630	562	708
800	708	891
1000	891	1120
1250	1120	1410
1600	1410	1780
2000	1780	2240
2500	2240	2820
3150	2820	3550
4000	3550	4470
5000	4470	5620

Questo strumento è stato di fondamentale importanza nell'analisi condotta; permette infatti un'interpretazione sensibile del livello di rumorosità associato alle varie bande. Comparando i risultati con lo spettro delle vibrazioni, diventa facile ed intuitivo individuare le componenti più significative rispetto al problema di rumorosità.

#### 4.2.2.4 Misura delle vibrazioni: il sistema Intellinova

Il sistema Intellinova è un sistema di monitoraggio per le condizioni di funzionamento di macchine. In genere è un sistema che viene utilizzato in installazioni permanenti: lo strumento monitora costantemente alcuni livelli significativi, e permette l'identificazione tempestiva di un difetto insorgente quando

venga superata una soglia di riferimento. La strumentazione di acquisizione è corredata dal software Condmaster Nova che controlla il sistema, valuta e memorizza i dati acquisiti.

Il sistema è flessibile e modulare: l'unità di comando (Fig.4.3) consente l'installazione di 4 unità di monitoraggio, ognuna con caratteristiche e scopi specifici; in sala prove sono forniti:

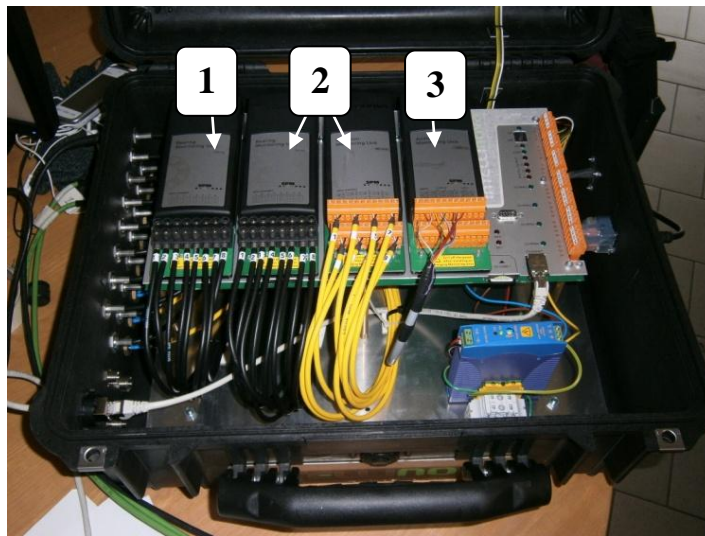


Fig. 4.4: Strumento Intellinova

1) Bearing Monitoring Unit ( 1 modulo, per un totale di 8 canali):

Modulo per il monitoraggio continuo delle condizioni dei cuscinetti. Supporta la tecnica di misura “*True SPM Method*” per definire, basandosi sul rilevamento di livelli significativi di vibrazione, lo stato di salute del cuscinetto. Fornisce inoltre, per un’analisi più approfondita, lo spettro del segnale acquisito.

2) Vibration Monitoring Unit (2 moduli, per un totale di 16 canali):

Modulo per il monitoraggio continuo delle vibrazioni. Supporta la tecnica di misura EVAM (Evaluated Vibration Analysis Method).

3) Analog Monitoring Unit (1 Modulo, per un totale di 10canali):

Modulo per il monitoraggio continuo di segnali analogici; unità di misura, calibrazione, limiti di allarme sono gestiti nel software di controllo.

Nel caso specifico sono stati utilizzati il modulo 2, per l'acquisizione dei segnali dagli accelerometri installati sul riduttore, ed il modulo 3, per acquisire un segnale in corrente proporzionale alla coppia frenante e caratterizzare in modo completo l'acquisizione.

Il sistema permette inoltre l'acquisizione di un segnale ad impulsi per calcolare la velocità di rotazione. È stato dunque utilizzato il segnale disponibile dalla ruota fonica sull'albero comandato per acquisire in modo diretto la velocità. Questo permette di automatizzare l'analisi dello spettro, riducendo di fatto il lavoro di post-processing per l'utente, ed annullando la possibilità di errore nel calcolo delle frequenze caratteristiche.

Il cuore del sistema è rappresentato dal software Condmaster, che riceve i segnali di misura dai sistemi di acquisizione, e fornisce in output una prima presentazione dei risultati. Basandosi su un database interno di risultati empirici, standard internazionali e riferimenti statistici sui diversi tipi di macchine, il software è in grado di fornire autonomamente, se correttamente impostato per la macchina in prova, una prima valutazione sullo stato di salute del sistema monitorato. Permette inoltre di intervenire nella definizione e calibrazione dei valori limite per i parametri in modo da ottenere, con l'avanzare dell'esperienza dell'operatore, un'accurata e tempestiva diagnosi, specializzata al caso trattato.

La tecnica di misura utilizzata per ottenere gli spettri delle vibrazioni del riduttore è la tecnica EVAM. Questa tecnica permette di ottenere lo spettro e la forma d'onda nel tempo. Permette inoltre di ottenere il valore r.m.s della velocità nel range monitorato<sup>3</sup>. Nella maschera relativa all'impostazione dei parametri di acquisizione, è possibile definire il range di frequenza di interesse; il software procede in automatico, nota la frequenza di taglio, alla scelta della frequenza di campionamento tale da soddisfare il *Teorema di Shannon*, ed evitare il problema dell'*aliasing*.

La tecnica EVAM si interfaccia con uno strumento del sistema, il "registro sintomi standard", per calcolare le frequenze caratteristiche di un determinato tipo di difetto

---

<sup>3</sup> Questa caratteristica è stata utilizzata per ottenere il valore di *severità della vibrazione*, con riferimento all'acquisizione tra 0 e 1000 Hz.

ed evidenziarle nello spettro. Impostando nel registro dei sintomi i parametri geometrici dell'ingranamento il sistema calcola in modo automatico, utilizzando il segnale rpm acquisito, le frequenze di ingranamento con le relative armoniche e bande di modulazione, o le armoniche della frequenza di rotazione di una delle ruote. Diventa possibile quindi, osservando lo spettro, selezionare il sintomo di interesse per vedere evidenziate nel grafico le frequenze delle componenti relative. Questo strumento è stato utilizzato per individuare in modo automatico, nello spettro, le componenti alla frequenza di rotazione delle ruote e le relative armoniche. Non è stato invece possibile utilizzare il registro dei sintomi standard per l'individuazione delle componenti significative alla frequenza di ingranamento e alle sue armoniche, dati i particolari fenomeni di asimmetria e soppressione delle ampiezze che caratterizzano il riduttore epicicloidale.

L'alloggiamento dei sensori è stato effettuato tramite collegamento filettato, per garantire la migliore trasmissione possibile del segnale. Sono stati utilizzati due sensori, posizionati in direzione radiale in corrispondenza della corona.

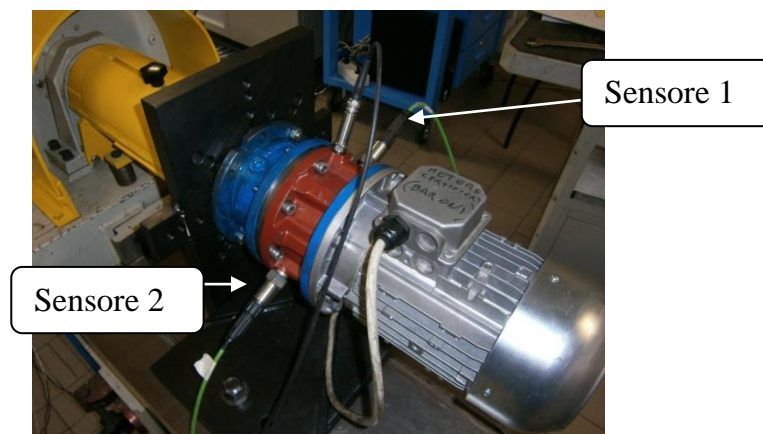


Fig. 4.5: Alloggiamento sensori sul riduttore

Il segnale rilevato dai due sensori è stato acquisito sul software impostando range di acquisizione diversi:

- Canale 1: Frequenza di taglio 1000 Hz
- Canale 2: Frequenza di taglio 2500 Hz



La scelta del range di interesse è stata determinata da precise esigenze di caratterizzazione: il canale 1 ha permesso in particolare di ottenere il valore di *severità di vibrazione*, e di monitorare, secondo le classiche direttive di analisi dell'ingranamento, le prime 4 armoniche della GMF; il canale 2 è stato utilizzato per monitorare il comportamento delle componenti a frequenza molto elevata.

### 4.3 Descrizione delle configurazioni

I parametri acquisiti sono stati valutati con riferimento alla configurazione attuale di produzione; è stata dunque effettuata una prima campagna di acquisizione per caratterizzare completamente lo stato di funzionamento del riduttore allo stato standard, ottenendo i valori di riferimento rispetto a cui valutare i risultati ottenuti per le configurazioni modificate.

#### 4.3.1 Il riduttore EX 101: Configurazione standard

Il prodotto oggetto della campagna di prove è il riduttore EX 101<sup>4</sup>:



Fig. 4.6 Riduttore epicycloidale EX 101

È un riduttore epicycloidale ad uno stadio, con tre satelliti equispaziati. La configurazione di funzionamento analizzata è la più comune, con corona fissa a telaio, movente sul solare, cedente solidale al porta-satelliti.

---

<sup>4</sup> La sigla identifica il modello epicycloidale [EX], la taglia [10] e il numero di stadi [1].

I parametri dell'ingranamento sono:

Numero denti solare $z_1$	10
Numero denti satelliti $z_2$	26
Numero denti corona $z_3$	62



Fig. 4.7 Ruote dello stadio di riduzione

Si calcola il rapporto di trasmissione:

$$i = \frac{z_3 + z_1}{z_1} = 7,2$$

Il riduttore impiega ruote cilindriche a denti dritti; sono le più semplici nella fabbricazione, non generano spinte assiali, e sono dunque preferibili in installazioni in cui siano in gioco grandi forze periferiche. Rispetto alle configurazioni con dentatura elicoidale presentano purtroppo una rumorosità notevolmente maggiore.

Per evitare un sovraccarico delle estremità di dente dovuto alle deformazioni o a disallineamento degli alberi (che porta i fianchi dei denti in posizione di contatto diverse da quelle nominali di progetto) i fianchi dei denti di solare, satelliti e corona sono realizzati con una bombatura trasversale:

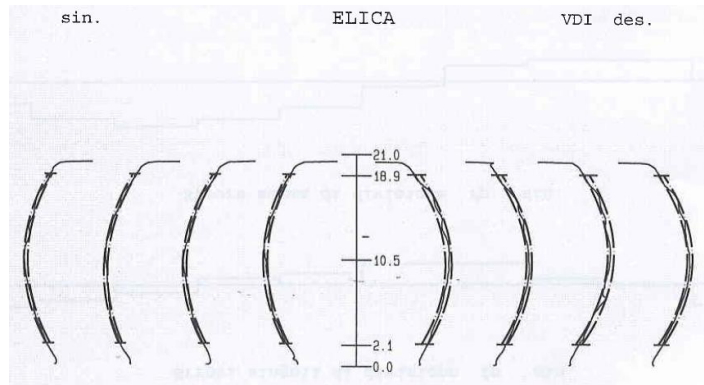


Fig. 4.8 Bombatura: Rilievo metrologico

Tutti le ruote sono rettificate dopo le lavorazioni di cementazione, tempra e rinvenimento.

#### 4.3.2 Prima modifica: Burattatura delle ruote

La prima modifica introdotta alla configurazione standard ha riguardato la finitura superficiale delle ruote. Le ruote sono state dunque sottoposte ad un processo di burattatura, con l'intento di ridurre la rugosità. La burattatura è una lavorazione di finitura di massa, ovvero un processo industriale di natura abrasiva, il cui scopo consiste nel miglioramento della finitura superficiale del pezzo. La macchina che esegue tale lavorazione viene chiamata barattatrice:



Fig. 4.9 Burattatura

I pezzi da lavorare, una volta caricati nel barile, rotolano, scivolano, si urtano, rimuovendo mutuamente le nervature producendo e così ottime finiture superficiali.

Normalmente, ai pezzi da lavorare si aggiungono altri materiali, che funzionano da abrasivi e lubrificanti.

Il livello di rugosità finale è strettamente legato al tempo di lavorazione:

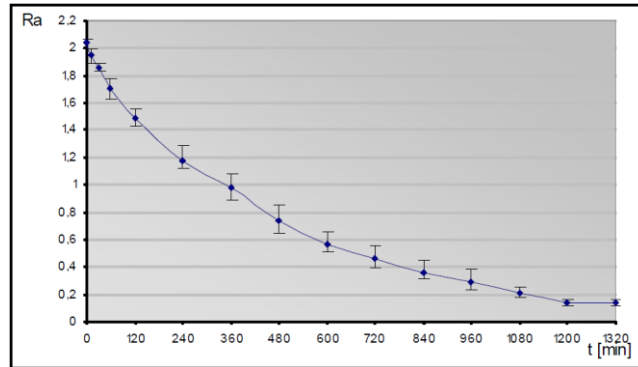


Fig. 4.10: Andamento della rugosità

Le ruote dentate del riduttore sono state sottoposte ad un ciclo di lavorazione di 10 ore. Si è ottenuto un livello di rugosità di 0,2 micron<sup>5</sup>.

#### 4.3.3 Seconda modifica: Raddrizzamento del fianco del dente

La bombatura del fianco del dente è una correzione necessaria per evitare la portanza su una sola estremità del fianco, e dunque per compensare gli errori di allineamento degli assi delle ruote o le deformazioni sotto carico degli alberi<sup>6</sup>. La configurazione standard presenta la bombatura del fianco su tutte le ruote coinvolte nel meccanismo: solare, satelliti, corona.

Si è scelto di modificare il profilo, e di utilizzare dentatura con fianco dritto.

---

<sup>5</sup> Le ruote allo stato standard, rettificata, presentavano un livello Ra=0,6 micron.

<sup>6</sup> Rif. [9]

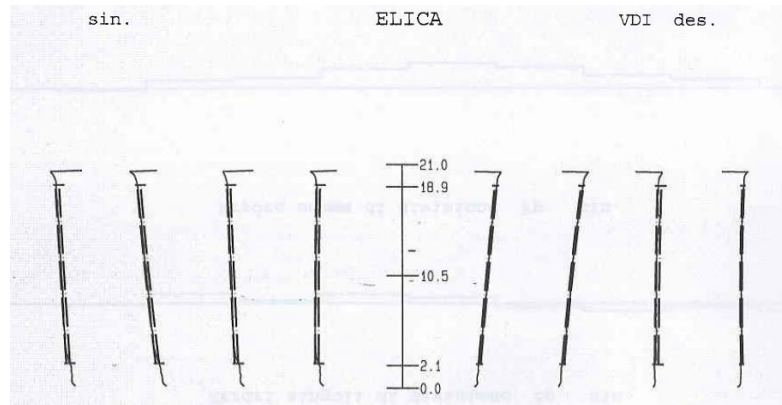


Fig.4.11 Raddrizzamento del fianco: Rilievo metrologico

Le motivazioni di questa scelta verranno discusse in dettaglio con riferimento ai risultati ottenuti.

#### 4.3.4 Configurazione finale: Burattatura e raddrizzamento del fianco

È stato misurato infine il comportamento del riduttore in cui sono state introdotte entrambe le variazioni di burattatura e raddrizzamento del fianco, con l'intento di verificare il beneficio cumulato delle singole modifiche.

#### 4.4 Campagna di prove: prospetto riassuntivo

La campagna di prove è stata effettuata su 4 configurazioni per il riduttore:

- Configurazione A: Riduttore allo stato standard
- Configurazione B: Burattatura delle ruote
- Configurazione C: Raddrizzamento del fianco del dente
- Configurazione D: Raddrizzamento del fianco del dente + Burattatura

Regimi di prova:

- Regime di riferimento: coppia frenante 80 Nm

Parametri monitorati:

- Livello di rumorosità
- Severità di vibrazione

Strumenti utilizzati:

- Fonometro:
  - Livello di rumorosità, dB
  - Spettro in dB
- Sistema Intellinova:
  - Canale 1: range di acquisizione 0-1000 Hz
    - Severità di vibrazione
  - Canale 2: range di acquisizione 0-2500 Hz

# Capitolo 5

## Risultati e discussione

Nel presente capitolo verranno riportati i risultati della campagna di acquisizione sulle quattro configurazioni del riduttore epicicloidale. I valori per i parametri di interesse verranno comparati con riferimento alle acquisizioni sul riduttore in configurazione standard. Per ovvie esigenze di discrezione aziendale non si riporteranno, per i livelli di rumorosità e di severità di vibrazioni, i valori assoluti, ma si rileverà la variazione percentuale rispetto agli stessi parametri acquisiti per la configurazione standard.

Le valutazioni di tipo globale sul livello equivalente di emissione acustica e sul valore di  $v_{rms}$  saranno affiancate dall'analisi di spettro e della forma d'onda nel tempo, con l'intento di comprendere e giustificare gli effetti delle modifiche introdotte.

Tutti i risultati presentati nel presente capitolo fanno riferimento ad un regime di funzionamento per il riduttore con coppia in uscita pari ad 80 Nm.

### 5.1 Configurazione Standard

Il riduttore epicicloidale, allo stato attuale di produzione e commercializzazione, presenta un problema di rumorosità. Si tratta di una valutazione di tipo qualitativo; il primo passo ha dunque riguardato una caratterizzazione *oggettiva* dello stato di funzionamento del prodotto, utilizzando gli strumenti per l'acquisizione vibro-acustica presenti in sala prove.

La prima analisi di spettro effettuata ha mirato all'individuazione delle componenti alla frequenza di ingranamento e delle sue armoniche:

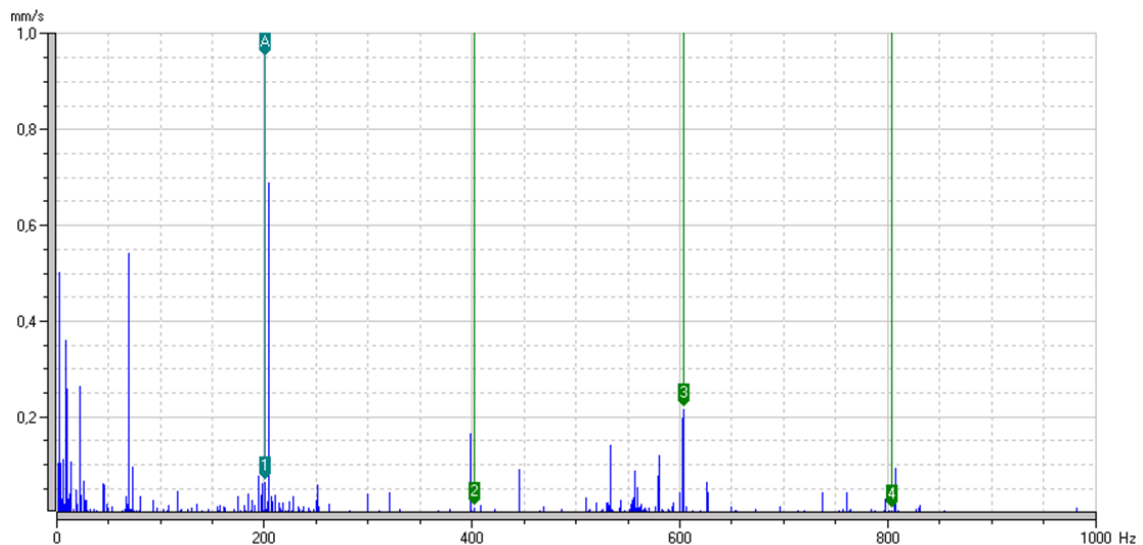


Fig.5.1: Armoniche frequenza di ingranamento

In figura 5.1 i cursori indicano le prime quattro armoniche della frequenza di ingranamento.

Come ampiamente discusso, si riscontra l'effettiva soppressione della frequenza di ingranamento e della seconda armonica. Risultano invece ben evidenti le componenti di modulazione laterale.

Il codice di calcolo implementato permette di prevedere il comportamento delle componenti più significative, con riferimento ai parametri geometrici del riduttore analizzato; a causa dei fenomeni di sovrapposizione dei segnali provenienti dai tre satelliti, ci si aspetta in particolare la presenza della prima componente di modulazione destra per la frequenza di ingranamento, e della prima componente di modulazione sinistra per la seconda armonica della GMF:



n	m=1	m=2	m=3
-7	0	1	0
-6	0	0	1
-5	1	0	0
-4	0	1	0
-3	0	0	1
-2	1	0	0
-1	0	1	0
0	0	0	1
1	1	0	0
2	0	1	0
3	0	0	1
4	1	0	0
5	0	1	0
6	0	0	1
7	1	0	0

Tab 5.1: Componenti attese

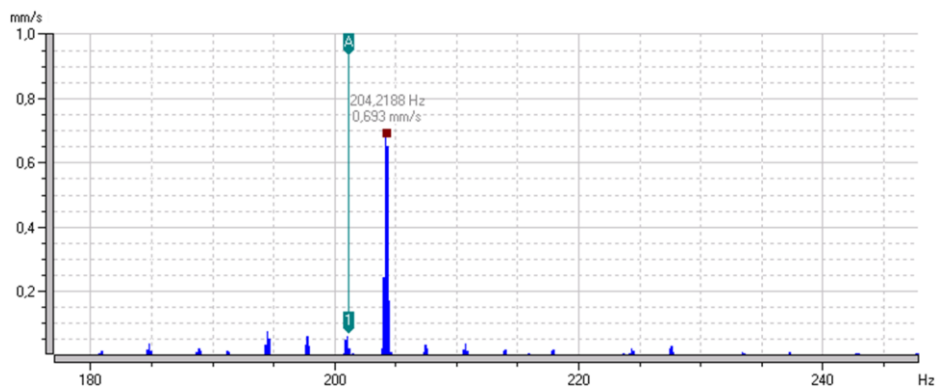


Fig. 5.2 Soppressione della frequenza di ingranamento

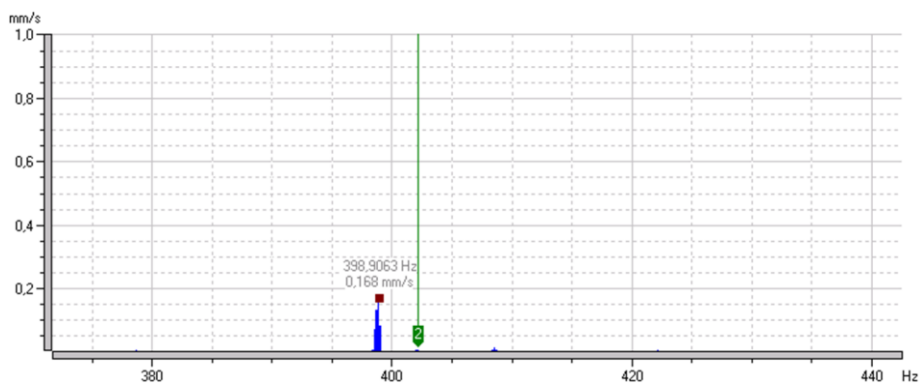


Fig.5.3: Soppressione della seconda armonica

Le acquisizioni confermano completamente le aspettative.

Occorre tener presente che l'interpretazione dello spettro è particolarmente complicata se ci si riferisce a queste componenti: i fenomeni di sovrapposizione simmetrica dei segnali relativi all'ingranamento dei tre satelliti comportano l'amplificazione (o la soppressione) di determinate linee spettrali; non ci si può dunque riferire a queste componenti di modulazione laterale per caratterizzare in modo significativo la qualità dell'ingranamento. L'ampiezza di queste bande non è infatti imputabile classicamente ai soli fenomeni di eccentricità sull'albero di uscita, ma è (almeno in parte) generata dalla *modulazione epicicloidale*<sup>1</sup>.

Si deduce dunque in concreto la difficoltà di lettura dello spettro, in cui le componenti risultano dalla combinazione di fenomeni di modulazione derivanti dai classici difetti sulle ruote e fenomeni di modulazione dovuti alla modalità di acquisizione a punto fisso.

Più significativa risulta invece, nell'intento di caratterizzare la qualità del segnale di ingranamento, la terza armonica della GMF, che deriva dai segnali in fase dei tre satelliti. Nello spettro risulta ben evidente:

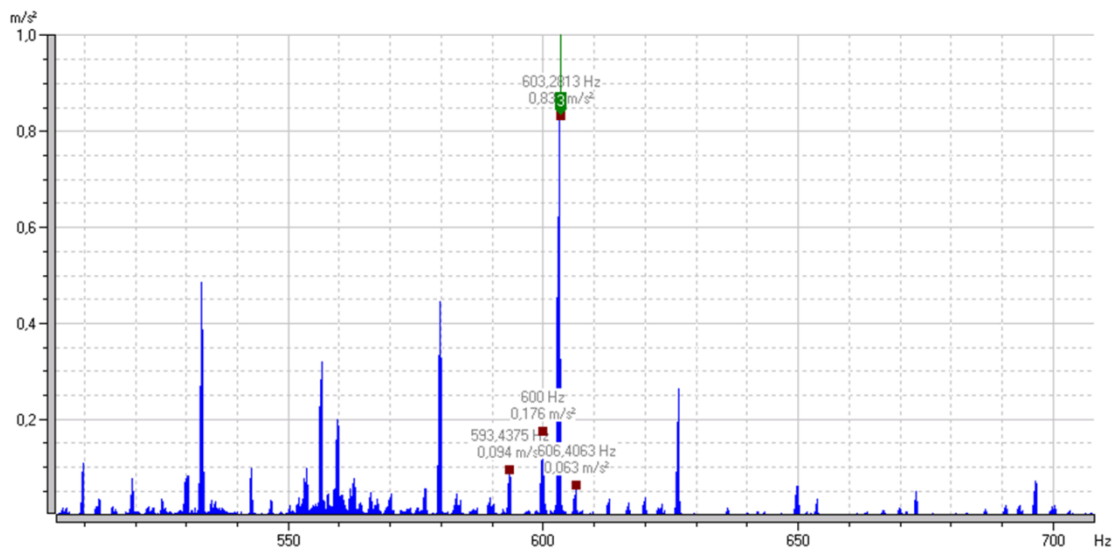


Fig.5.4: Terza armonica della frequenza di ingranamento

È possibile fare, con riferimento alla figura 5.4, alcune valutazioni significative.

---

<sup>1</sup> Per alleggerire la trattazione ci si riferirà, con il termine “modulazione epicicloidale”, al fenomeno di modulazione dovuto alla variazione periodica del percorso del segnale dal punto mobile di ingranamento tra satellite e corona, fino al sensore, fisso.

Come discusso, la presenza di componenti di modulazione alle frequenze calcolate con il metodo suggerito da McFadden non è imputabile univocamente alla presenza di un difetto sulle ruote; risulta invece significativa *la presenza di componenti alle frequenze in cui ci si aspettava la soppressione dell'ampiezza*.

In particolare, con riferimento alla tabella, la modulazione epicicloidale prevedeva la presenza delle componenti di modulazione a  $\pm 3 \cdot f_p$ , che sono effettivamente presenti nello spettro.

n	m=1	m=2	m=3
-7	0	1	0
-6	0	0	1
-5	1	0	0
-4	0	1	0
-3	0	0	1
-2	1	0	0
-1	0	1	0
0	0	0	1
1	1	0	0
2	0	1	0
3	0	0	1
4	1	0	0
5	0	1	0
6	0	0	1
7	1	0	0

È significativo rilevare però la presenza di componenti a  $\pm f_p$ , che ci si aspettava sopresse. Questo comportamento rivela la presenza di un segnale di modulazione alla frequenza di rotazione dell'albero di uscita imputabile *solo* ad un difetto di eccentricità.

Per comprendere meglio questa interpretazione, occorre ricordare che la trattazione del McFadden permette di calcolare le componenti in fase, e dunque evidenti, dovute al fenomeno di *modulazione epicicloidale* su un segnale *costante*. In un caso reale il segnale di ingranamento non sarà mai perfettamente costante, ma affetto da tutti i classici fenomeni di distorsione e modulazione ampiamente discussi. Proprio la presenza di queste componenti di modulazione non attese rivela la presenza di un segnale “difforme” da quello ideale: il segnale non è costante, ma modulato alla frequenza di rotazione del porta-satelliti  $f_p$ .

L'eccentricità su una delle ruote è rilevabile nello spettro dalla presenza di bande di modulazione sinistre e destre distanti dalla frequenza fondamentale di multipli di rotazione della ruota stessa.

Con riferimento all'acquisizione in fig. 5.4, sono presenti solo le componenti a  $\pm f_p$ , mentre sono assenti le componenti a  $\pm 2f_p$ . Le componenti a  $\pm 3f_p$  non sono imputabili univocamente al difetto di eccentricità, in quanto comprendono il contributo della *modulazione epicicloidale*. Queste considerazioni, unite alla piccola ampiezza delle componenti, permettono di diagnosticare un difetto non particolarmente gravoso.

Nello spettro risultano invece ben evidenti alcune componenti laterali distanziate dalla frequenza di rotazione dell'albero di ingresso  $f_{in}$ :

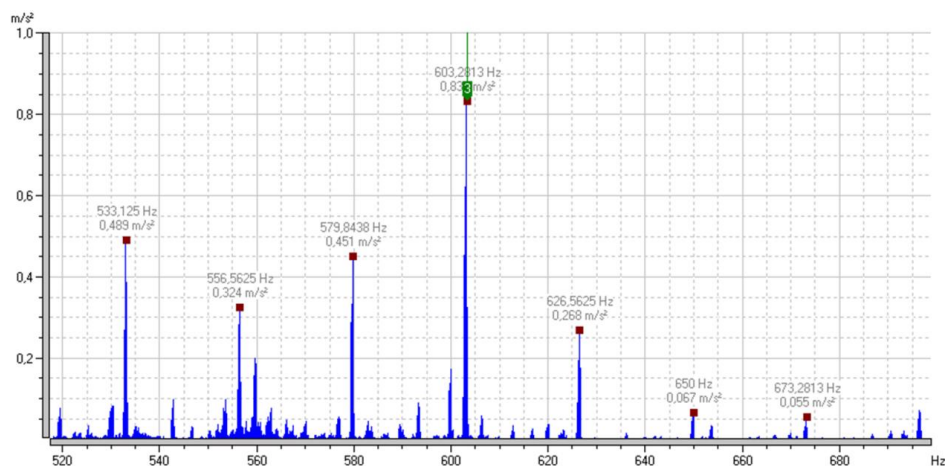


Fig. 5.5: Modulazione alla frequenza di rotazione del solare

Queste componenti sono sintomo evidente di un fenomeno di modulazione del segnale di ingranamento dovuto all'eccentricità sulla ruota solare.

È sembrato opportuno, di fronte ad un fenomeno così ampiamente evidente, procedere ad un'operazione di rilievo effettivo del difetto sulla ruota. Il riduttore è stato dunque smontato, e la ruota solare è stata misurata in sala metrologica.

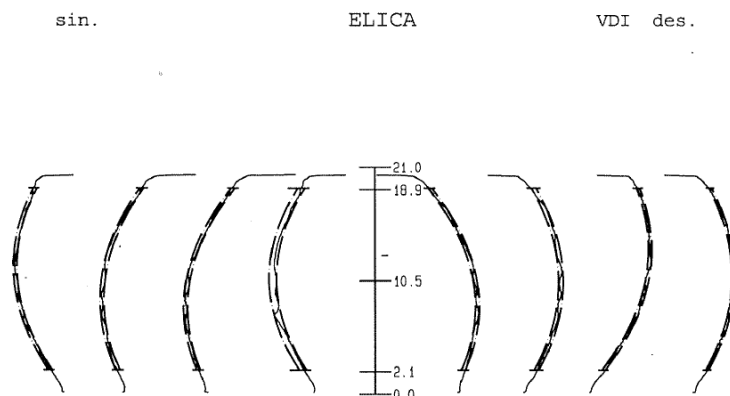


Fig. 5.6: Rilievo fianco del dente solare eccentrico

Il difetto è evidente osservando l'asimmetria del rilievo dei profili destri e sinistri dei denti; questa anomalia è dovuta, di solito, ad un cattivo allineamento della ruota durante il processo di taglio.

La macchina ricava l'errore di centricità<sup>2</sup> dagli errori del fianco del dente sinistro e destro per elaborazione matematica.

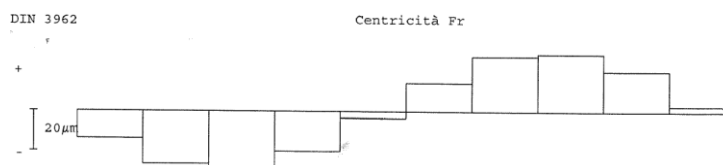


Fig. 5.7 Errore di centricità

In particolare, si è rilevato un difetto di classe<sup>3</sup> DIN 10.

È stato dunque prelevato dal magazzino un nuovo campione, ed è stato misurato prima dell'installazione sul riduttore:

<sup>2</sup> La DIN 3960 definisce lo scostamento (o errore) di centricità Fr di una ruota dentata come la differenza di posizione radiale di un particolare di misurazione (sfera, cilindro, cono) che viene inserito in ogni vano dente consecutivo all'altro e che tocca i fianchi del dente in prossimità del diametro primitivo. La ruota deve poter ruotare liberamente senza gioco sul suo asse. Con Fr si definisce la differenza di oscillazione massima tra i valori riscontrati su tutto il giro completo di misurazione.

<sup>3</sup> Le ruote dentate con dimensioni e qualità di lavorazione diverse sono suddivise in 12 classi di precisione. La qualità 1 caratterizza la precisione massima, la qualità 12 la precisione minima.

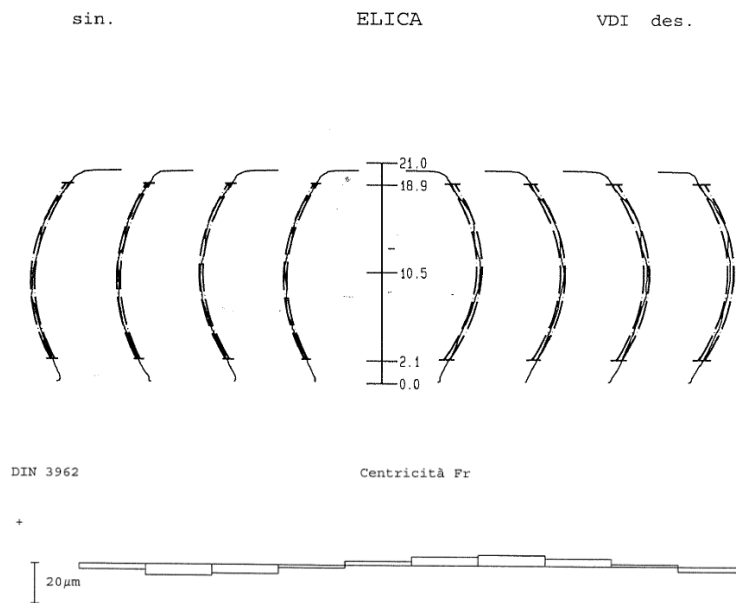


Fig. 5.8: Rilievo metrologico nuovo campione

Il nuovo campione rientra nella classe di qualità DIN 5, entro dunque gli standard di qualità di produzione dell'azienda. Il nuovo campione è stato montato sul riduttore, e si è proceduto ad una nuova campagna di prove.

Le nuove acquisizioni hanno confermato l'efficacia dell'intervento:

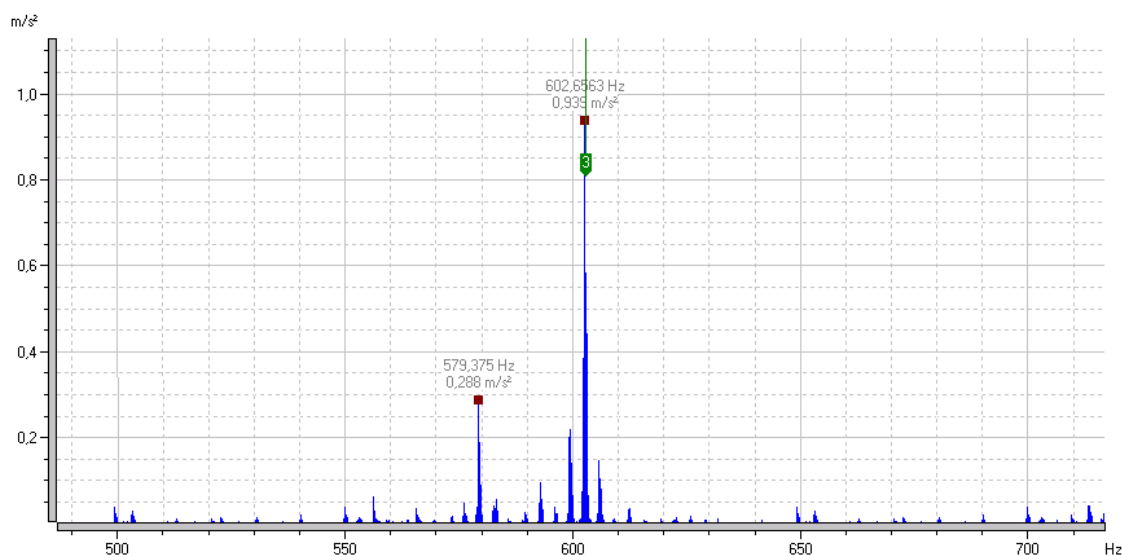


Fig. 5.9: Ruota solare standard: assenza di modulazione

Le linee di modulazione alla frequenza di rotazione del solare sono praticamente scomparse; è evidente solo la prima componente sinistra, di ampiezza molto ridotta (- 36 %) rispetto alla componente rilevata nel caso con ruota solare difettosa.

Vale la pena effettuare alcune precisazioni: il problema di eccentricità rilevato sul primo campione è stato altamente formativo nell'acquisizione di competenze nell'utilizzo dello strumento di analisi delle vibrazioni, soprattutto dai risultati incrociati con i rilievi metrologici. Tale difetto risulta tuttavia frutto di casualità, e non rispecchia il livello standard delle ruote impiegate nei riduttori prodotti da STM. Si è ritenuto dunque più significativo eliminare il difetto, e prendere a riferimento la nuova configurazione con ruota solare di qualità standard.

Per completezza di trattazione, si rileva che la configurazione standard con solare difettoso presentava, rispetto alla configurazione standard di riferimento, senza difetto, un peggioramento delle prestazioni in termini di rumorosità e severità di vibrazione. In particolare:

- Rumorosità: +0,8%
- Severità di vibrazione: + 5%

## 5.2 Configurazione A: Risultati di riferimento

Con riferimento dunque a questa configurazione sono stati rilevati i livelli rumorosità e di severità di vibrazione. Per ovvie esigenze di discrezione aziendale tali valori non verranno riportati in valore assoluto; si riporteranno invece, per le configurazioni modificate, le variazioni percentuali rispetto a tali valori di riferimento.

### 5.2.1 Configurazione A: Rumorosità

Le acquisizioni fonometriche sono state effettuate, secondo DIN 45635, in 5 punti di misura uniformemente distribuiti su una superficie che circonda il riduttore, alla

distanza di 1 m, in modo da rendere il risultato medio largamente indipendente dalle casualità di un singolo luogo di misura.

Il valore acquisito è livello  $L_{eq}$ , il *livello sonoro continuo equivalente*, e rappresenta il livello sonoro che un rumore costante dovrebbe avere per eguagliare la quantità di energia acustica fornita dal rumore reale, fluttuante nel tempo.

Oltre al livello *globale* di emissione acustica lo strumento per l'acquisizione fonometrica permette di valutare il contributo delle varie bande al livello complessivo di emissione acustica:

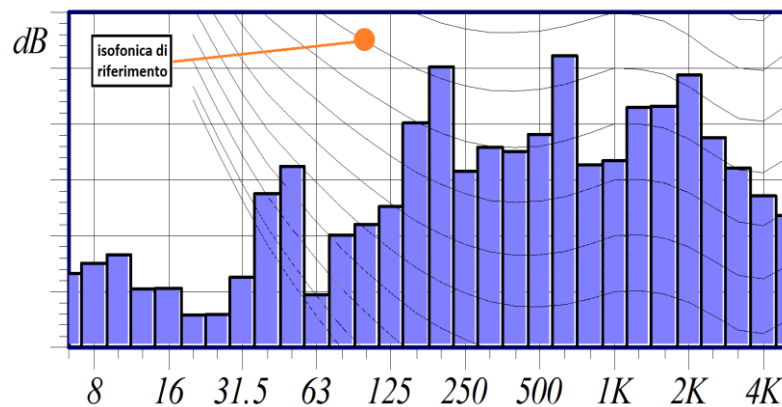


Fig.5.10 Spettro fonometrico

In figura 5.10 è riportata l'acquisizione ottenuta per il riduttore in configurazione standard. Le bande verticali rappresentano il contributo in valore assoluto, in dB, delle componenti alle diverse frequenze. Le curve isofoniche in primo piano permettono invece di valutare il peso delle diverse bande rispetto alla sensibilità dell'orecchio umano alle diverse frequenze; le curve sono distanziate di 10 dB.

In figura è stata evidenziata, con lo scopo di rendere confrontabili i grafici, l'isofonica relativa ad un determinato livello di riferimento, che verrà messa in evidenza anche nei grafici successivi relativi alle nuove configurazioni.

Lo spettro in dB si è rivelato altamente significativo nella determinazione delle bande che contribuiscono maggiormente al livello di rumorosità del riduttore. L'andamento delle isofoniche permette di osservare che il *range* più delicato è tra il



200 e i 600 Hz, e tra i 1600 e i 4000 Hz, in cui a pari livello assoluto in dB delle bande, si ha un livello sonoro percepito maggiore.

In questo primo lavoro di caratterizzazione del comportamento del riduttore, ci si è concentrati in particolare sulle tre bande evidentemente più determinanti, che superano il livello di riferimento. Si è considerato infatti che l'ampiezza così elevata di queste bande nascondesse effettivamente la chiave di lettura per l'individuazione del particolare fenomeno che determina il comportamento rumoroso del riduttore.

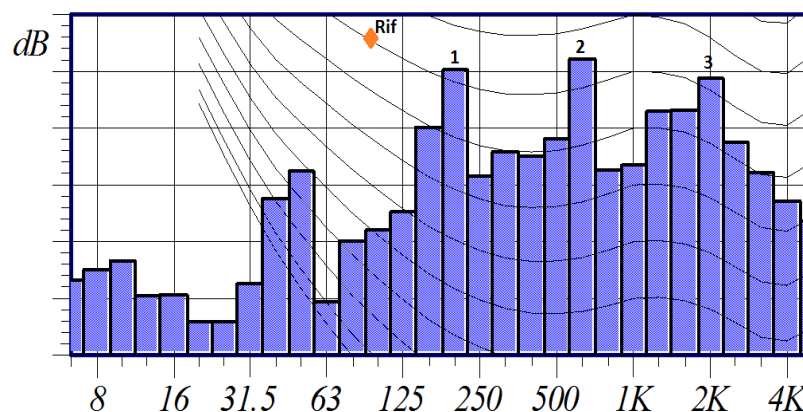


Fig. 5.11 Spettro in dB: Bande significative

Le tre bande più “rumorose” sono:

- Banda 1:
  - Frequenza centrale: 200 Hz
  - Estremi di banda: [178 -224] Hz
- Banda 2:
  - Frequenza centrale: 630 Hz
  - Estremi di banda: [562-708] Hz
- Banda 3:
  - Frequenza centrale: 2000 Hz
  - Estremi di banda: [1780-2240] Hz

È possibile a questo punto incrociare i dati ottenuti con lo spettro delle vibrazioni. È facile riconoscere, con riferimento alle Bande 1 e 2, il contributo delle componenti spettrali relative rispettivamente alla prima componente sinistra di modulazione

della GMF e della terza armonica della GMF. Nello spettro acquisito sono effettivamente le componenti ad ampiezza più significativa:

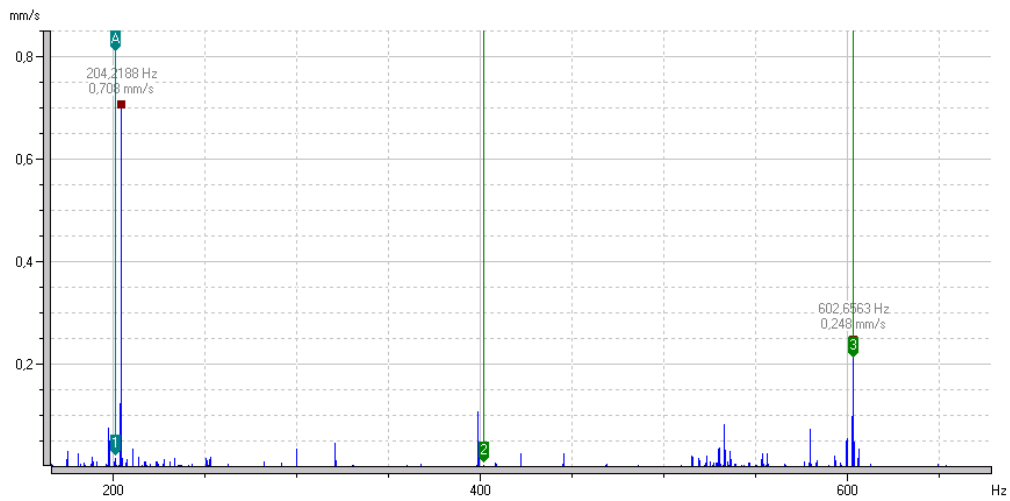


Fig.5.12 Componenti significative

Più insolita è invece l'ampiezza della Banda 3, a frequenza particolarmente elevata. Per indagare il fenomeno, è stata effettuata un'acquisizione delle vibrazioni estendendo il range di misura fino ai 2500 Hz.

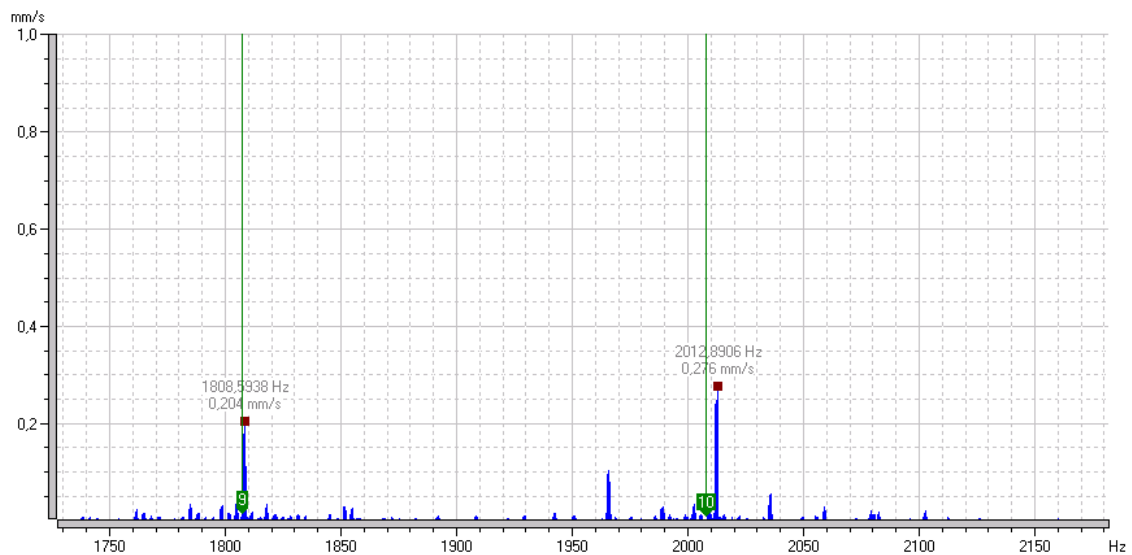


Fig. 5.13 Componenti ad alta frequenza

Si rileva, nello spettro, l'effettiva presenza di componenti a frequenza molto elevata. Si nota subito che la distanza delle componenti nello spettro è pari alla frequenza di

ingranamento: si tratta delle armoniche di nono e decimo ordine della frequenza di ingranamento (o delle relative componenti di modulazione)<sup>4</sup>.

La presenza di armoniche così elevate è indicativa di un segnale fortemente distorto, imputabile tipicamente a problemi di attrito durante l'ingranamento.

Per monitorare il comportamento delle componenti acquisite al variare del regime di funzionamento, e rilevare eventualmente la presenza di linee corrispondenti a fenomeni di risonanza, è stata effettuata una prova di tipo *run up-coast down*, variando la velocità<sup>5</sup> di lavoro del riduttore:

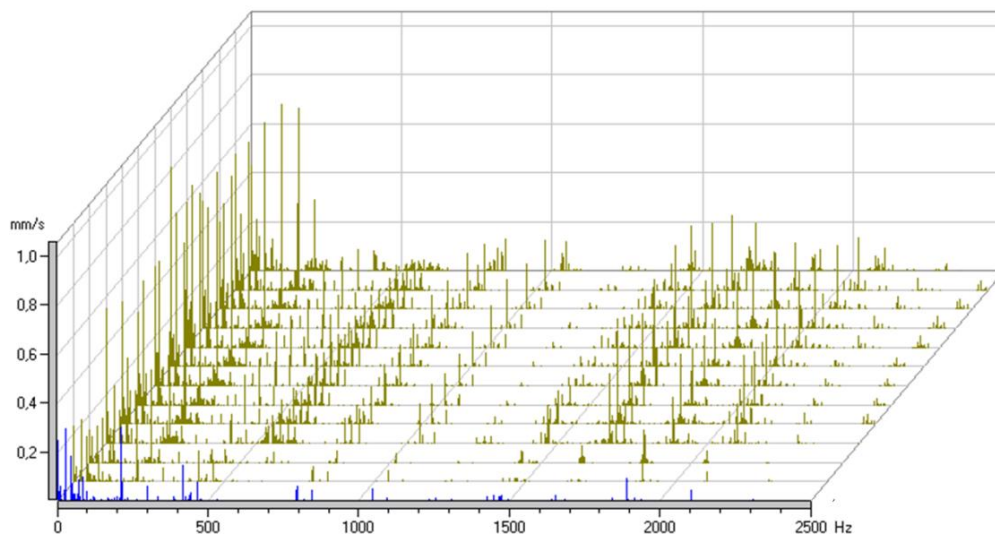


Fig. 5.14 Diagramma a cascata

I grafici ottenuti sono stati analizzati in dettaglio, per rilevare le variazioni di frequenza delle componenti.

---

<sup>4</sup> Il codice di calcolo prevedere i fenomeni di soppressione e somma in fase dei segnali è stato esteso fino alla decima armonica, e si ritrova perfetta congruenza dei risultati.

<sup>5</sup> Il motore è alimentato da rete; la variazione di velocità è stata ottenuta agendo sulla coppia in uscita.

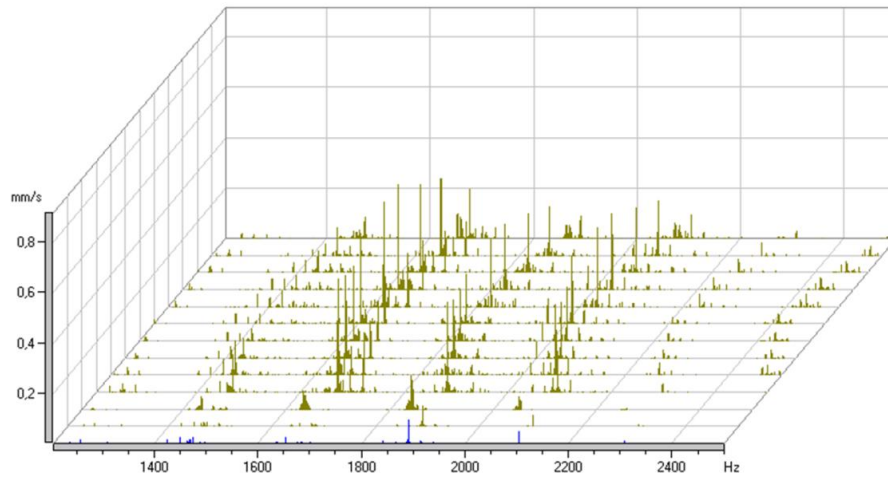


Fig. 5.15 Diagramma a cascata: componenti ad alta frequenza

In Fig. 5.15 si rileva l'andamento variabile delle varie componenti nei diversi regimi di velocità, e dunque al variare della frequenza di ingranamento. L'andamento dell'ampiezza delle componenti nello spettro rivela comunque un'esaltazione della risposta nel range tra i 1600 e i 2200 Hz.

In un problema reale la risposta del sistema non presenta picchi perfettamente localizzati di risonanza, ma (soprattutto alle alte frequenze) *bande di risonanza*, all'interno delle quali in cui la risposta viene amplificata. L'osservazione dello spettro acquisito rivela proprio un comportamento di questo tipo: l'ampiezza della risposta nell'intervallo monitorato viene amplificata.

Vale la pena rilevare infine che la prova *run up-coast down* ha permesso di identificare una frequenza a 300 Hz fissa al variare della velocità di rotazione:

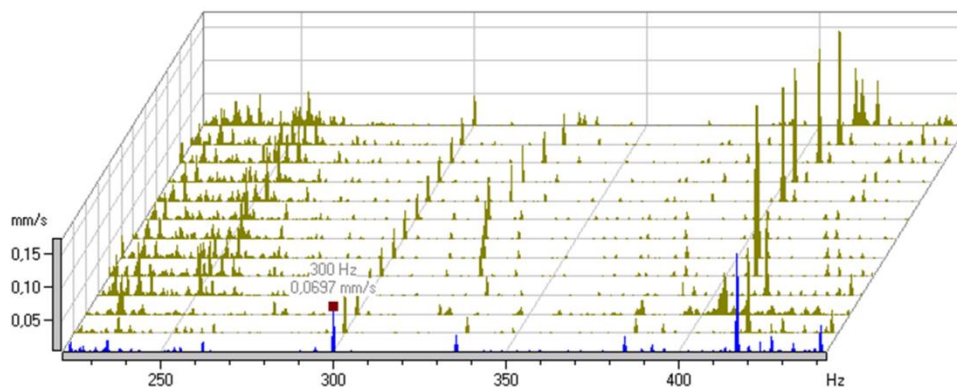


Fig.5.16: componente a 300 Hz

La componente è ben definita nello spettro, e rimane perfettamente fissa nel diagramma a cascata; l'ampiezza (molto contenuta) rimane inoltre costante al variare della coppia trasmessa; è molto probabile che si tratti dunque di un fenomeno di tipo elettrico.

### 5.2.2 Configurazione A: Severità di vibrazione

La severità di vibrazione, intesa come valore r.m.s. della velocità di vibrazione nell'intervallo da 10 a 1000 Hz, risulta estremamente significativo, in quanto descrive in modo semplice, ma globale, lo stato vibratorio della macchina.

Il valore calcolato per la configurazione standard rientra abbondantemente entro la classe di qualità *Tollerabile*.

### 5.2.3 Configurazione A: Forma d'onda

Per concludere la presentazione dei risultati acquisiti con riferimento alla configurazione standard, si riporta la forma d'onda relativa al segnale con frequenza di taglio a 1000 Hz; i cursori delimitano un periodo di rotazione dell'albero di uscita:

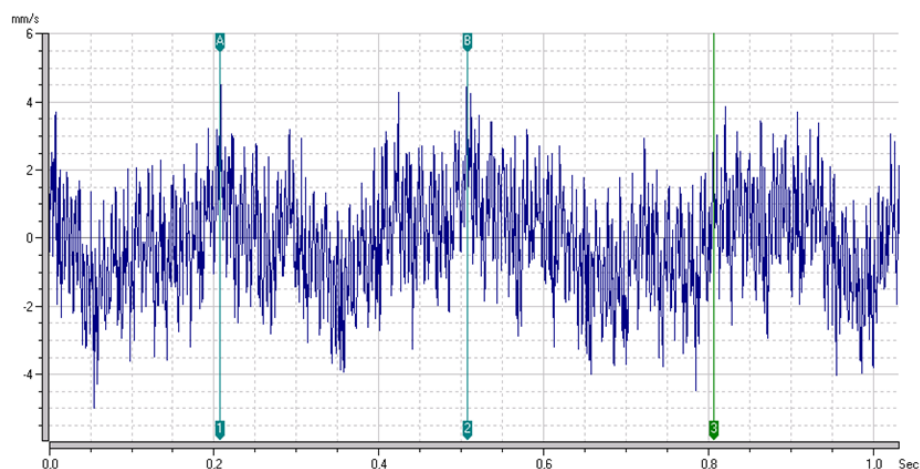


Fig. 5.17 Forma d'onda

Il segnale nel tempo rivela l'effettiva presenza di componenti ad alta frequenza ed alta ampiezza: nel range fino a 1000 Hz, si tratta della componente relativa alla terza armonica della frequenza di ingranamento.

Ovviamente la forma d'onda è perfettamente equivalente, da un punto di vista del contenuto significativo, allo spettro in frequenza. Permette tuttavia di avere una rappresentazione più intuitiva dell'andamento della trasmissione.

Si può effettuare una prima considerazione di tipo qualitativo: la presenza di un difetto localizzato su un dente provocherebbe la presenza di un picchi equamente distanziati nel tempo durante l'evoluzione dell'ingranamento:

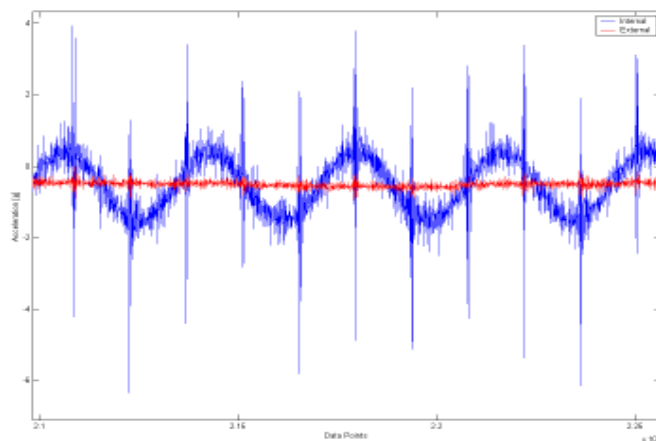


Fig. 5.18 Forma d'onda con difetto localizzato

L'assenza di una rilevazione di questo tipo può essere interpretata, in primissima approssimazione, come assenza di un difetto localizzato nella dentatura.

Ovviamente una ricerca più approfondita richiederebbe l'adozione di tecniche di acquisizione specifiche, sincronizzando l'acquisizione con il periodo di rotazione di una delle ruote e operando un certo numero di medie per annullare il contributo delle ruote con frequenza di rotazione diversa.

Nel caso specifico del riduttore epicicloidale inoltre l'interferenza reciproca dei vari satelliti potrebbe smorzare l'effetto di un difetto su una delle ruote rispetto al

segnale rilevato dal sensore, rendendo il difetto non evidente finché non diventi particolarmente gravoso.

Molto significativo è il segnale nel tempo relativo ad un periodo di rotazione dell'albero di uscita:

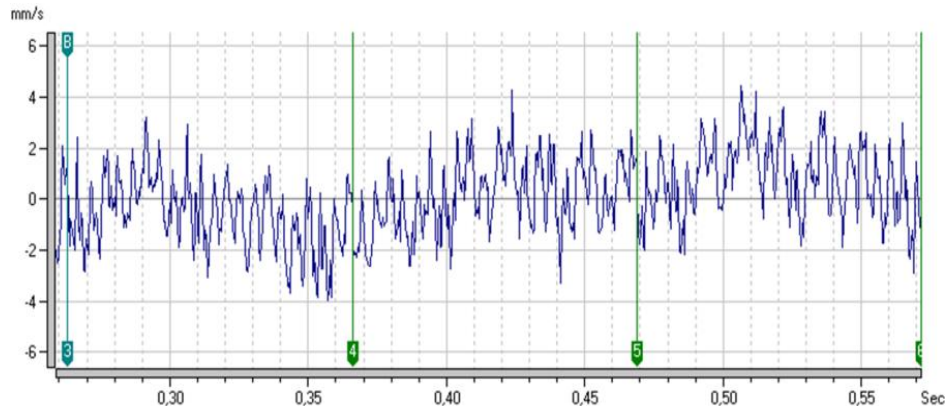


Fig. 5.19 *Modulazione epicicloidale*

I cursori delimitano gli intervalli di tempo pari ad  $1/3$  del periodo di rotazione del porta-satelliti: sono molto evidenti i fenomeni di modulazione legati al passaggio di ognuno dei tre satelliti in prossimità del sensore.

### 5.3 Configurazione B: Burattatura delle ruote

L'operazione di burattatura è stata introdotta con l'intento di ridurre le vibrazioni innescate dalle forze di attrito generate dallo strisciamento che si ha sulle superfici dei denti delle ruote, quando il contatto avviene fuori dal diametro primitivo<sup>6</sup>. Ci si aspetta in particolare, con riferimento allo spettro in dB, una riduzione della Banda 3.

---

<sup>6</sup> L'accoppiamento di due profili ad evolvente è un puro rotolamento solo in corrispondenza del diametro primitivo; nelle zone sopra e sotto questo diametro si ha uno strisciamento in direzione dell'altezza del dente, in un verso sopra il diametro primitivo, e nel senso opposto sotto. Quando la direzione della forza di attrito si inverte, si può innescare una vibrazione. Tipicamente gli ingranaggi a denti dritti sono più sensibili a questo fenomeno, che risulta invece trascurabile per gli ingranaggi a denti elicoidali.

### 5.3.1 Configurazione B: Rumorosità

Il livello globale di rumorosità, in dB, risulta diminuito del 2,15 % rispetto alla configurazione standard.

Per indagare in dettaglio gli effetti della modifica introdotta, è stato analizzato lo spettro fornito dal fonometro:

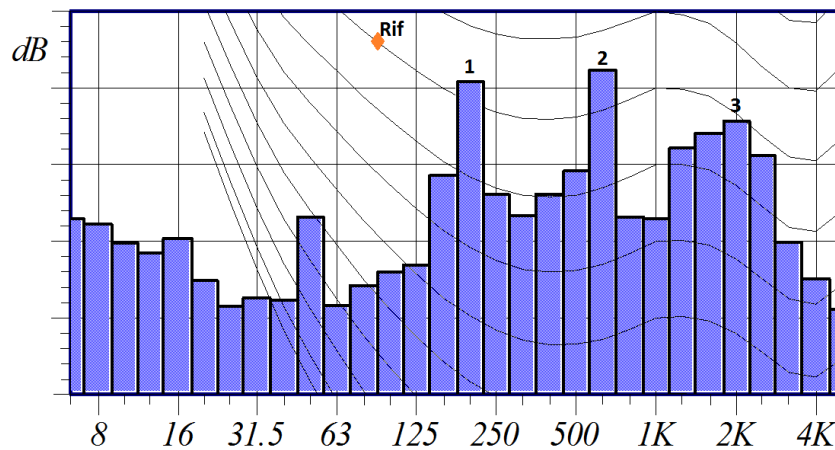


Fig. 5.20: Configurazione B: spettro in dB

In figura è stata evidenziata, per una corretta lettura, l'isofonica di riferimento. Si nota immediatamente che, rispetto alla configurazione standard, la Banda 3 risulta ridotta.

Nello specifico la variazione relativa del livello assoluto delle bande vale:

Banda 1	+0,34 %
Banda 2	-0,45 %
Banda 3	-3,07 %

Questo conferma le aspettative: i fenomeni di strisciamento generano tipicamente una notevole distorsione della forma d'onda relativa all'ingranamento; gli effetti della lavorazione superficiale diventano dunque più evidenti sulle armoniche più elevate.

Con riferimento all'acquisizione delle vibrazioni, si rileva l'effettiva diminuzione dell'ampiezza delle armoniche di ordine elevato della GMF.



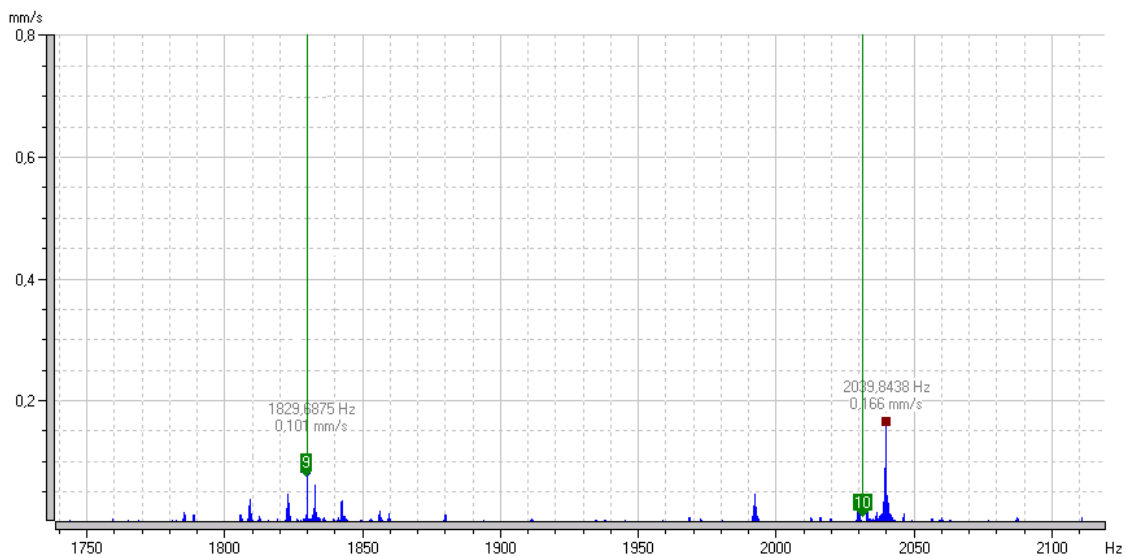


Fig. 5.21 Configurazione B: Componenti ad alta frequenza

L'ampiezza della nona armonica cala del 50%, l'ampiezza della prima componente destra della decima armonica cala del 39%.

Le Bande 1 e 2 risentono poco della modifica introdotta. Il risultato è congruente con quanto rilevato nello spettro:

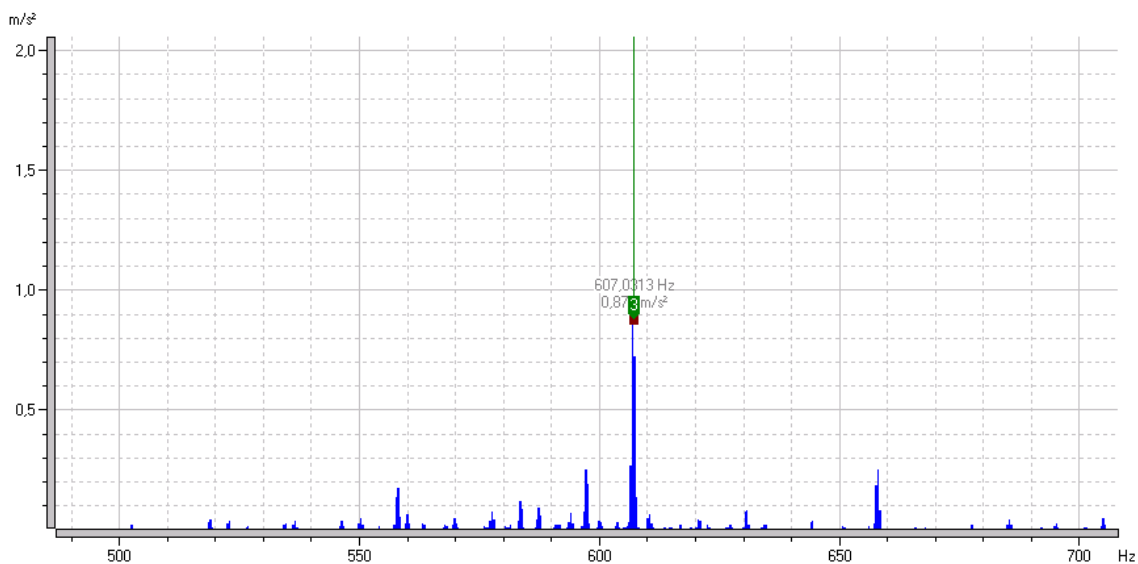


Fig. 5.22 Configurazione B: 3xGMF

L'ampiezza della terza armonica della GMF cala del 7%, ma rimane comunque di ampiezza molto rilevante nello spettro.

Se in effetti i fenomeni di attrito sono particolarmente determinanti nelle armoniche più elevate del segnale di ingranamento, risultano quasi ininfluenti con riferimento alle basse armoniche della frequenza di ingranamento, che sono invece più legate ai fenomeni di variabilità della rigidità del dente durante la trasmissione, e quindi più dipendenti dalla geometria dell'ingranaggio che dalla finitura superficiale.

La prova *run up-coast down* è stata effettuata anche in questa configurazione, con risultati del tutto analoghi a quelli ottenuti per la configurazione standard.

### 5.3.3 Configurazione B: Severità di Vibrazione

Il livello di severità di vibrazione risulta diminuito del 18%.

Il livello di severità di vibrazione è acquisito con riferimento al range 0-1000 Hz. Questo risultato sembra in disaccordo con le aspettative, visto che si è discusso come la miglior finitura superficiale risulti più determinante soprattutto alle armoniche di ordine più elevato. Il miglioramento in questo senso è comunque comprensibile se si considera la diminuzione del rumore di fondo ad ampio spettro che si ottiene con la miglior finitura superficiale.

### 5.3.4 Configurazione B: Forma d'onda

La forma d'onda, con frequenza di taglio a 1000 Hz, non risulta molto diversa da quella standard.

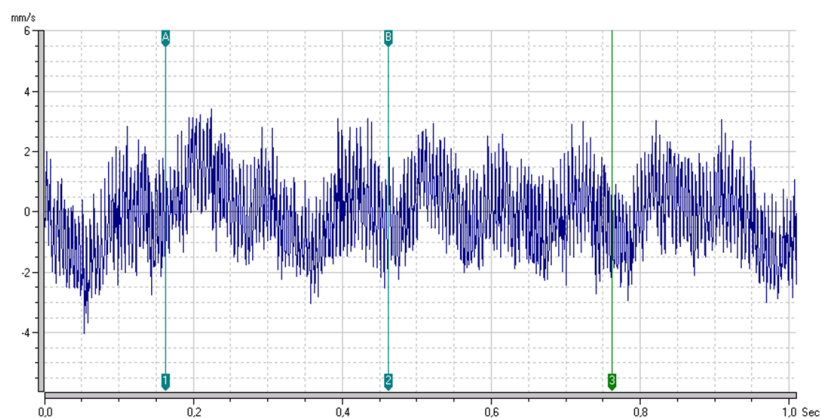


Fig. 5.23 Configurazione B: Forma d'onda

Rimane infatti evidente il segnale ad alta ampiezza e alta frequenza relativo alla terza ed alla quarta armonica della GMF, che non hanno risentito della modifica introdotta. Occorre dunque intervenire sulla geometria dell'ingranamento, per cercare di rendere più uniforme la trasmissione.

#### 5.4 Configurazione C: Raddrizzamento del fianco del dente

Come evidenziato nei risultati relativi alla configurazione B, si è rilevata la necessità di intervenire sulla geometria dell'ingranamento per ottenere risultati più convincenti. In particolare, si è deciso di modificare il fianco del dente, raddrizzando il profilo ed eliminando la bombatura.

Questa scelta è derivata da alcune considerazioni. In generale, per un ingranaggio ordinario, l'influenza della bombatura trasversale sul livello di rumorosità è sfavorevole, a causa di una distribuzione non uniforme del carico sul fianco del dente, che porta a deformazioni maggiori. Questa modifica del profilo è tuttavia necessaria per evitare la portanza su una sola estremità del fianco, e dunque per compensare gli errori di allineamento degli assi delle ruote o le deformazioni sotto carico degli alberi. Nel riduttore epicicloidale studiato, in configurazione standard, la bombatura del fianco è presente su tutte le ruote coinvolte nel meccanismo: solare, satelliti, corona.

Gli assi delle ruote satelliti sono mobili, ma si è dimostrato che il sistema è cinematicamente equivalente ad un rotismo ordinario se si osserva il riduttore da un sistema di riferimento solidale al porta-satelliti. Il meccanismo è tuttavia complesso, data la presenza di *ingranamenti multipli* tra ruota solare e satelliti e tra satelliti e corona; i satelliti sono inoltre montati su 3 perni solidali al porta-satelliti, attraverso cuscinetti a rulli a pieno riempimento.

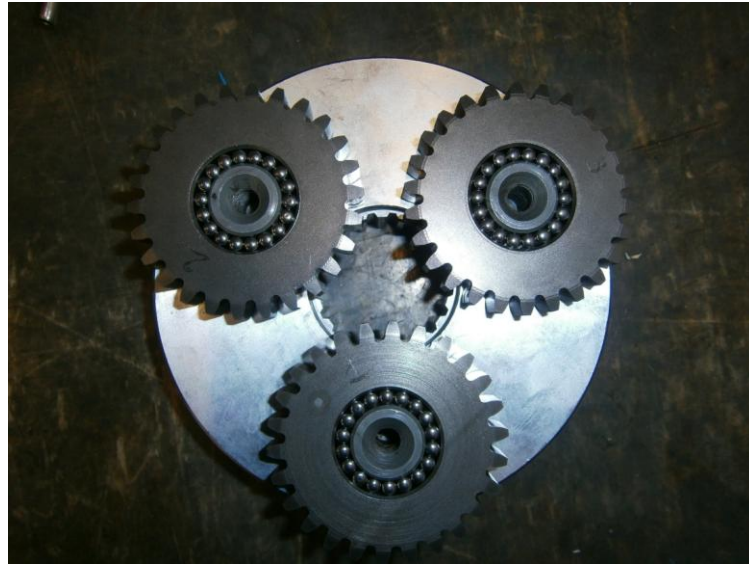


Fig.5.24: Accoppiamento satelliti

Gli assi del solare, dei satelliti, e della corona non saranno, in realtà, perfettamente paralleli: la struttura risulterebbe dunque iperstatica. Per questo motivo è prevista la presenza di *gioco* nell'accoppiamento tra satellite e perno.

Si è pensato che la presenza di questo gioco, unita alla bombatura trasversale, possa ripercuotersi negativamente sul comportamento vibrazionale del riduttore. I classici fenomeni di disallineamento e deformazione degli alberi portano ad una costante variazione, in direzione trasversale, del punto di contatto tra i denti; le sollecitazioni scambiate tra satelliti e solare e tra satelliti e corona non risultano quindi allineate, a causa della presenza della bombatura. A causa del gioco nell'accoppiamento, il satellite cambia dunque continuamente la direzione del proprio asse, muovendosi in modo imprevedibile<sup>7</sup>.

---

<sup>7</sup> A questo proposito, occorre considerare anche il basso fattore di ricoprimento nell'ingranaggio: l'evoluzione dell'ingranamento, nel passaggio da una coppia di denti alla successiva, è poco uniforme, e il satellite può spostarsi, per ogni passo, in una nuova posizione di equilibrio.

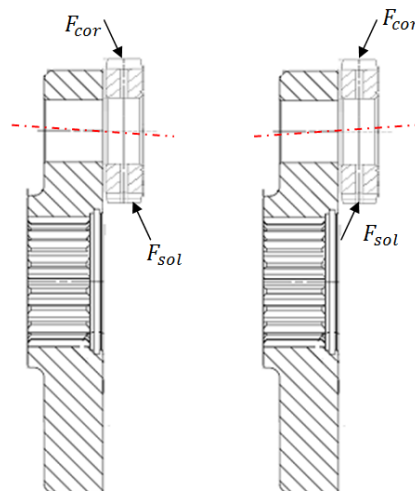


Fig. 5.25 Oscillazione dell'asse del satellite

Si è pensato dunque di eliminare la bombatura, in modo da ridurre il grado di labilità della struttura. In questo modo si ha un contatto lineare sul fianco ed una distribuzione uniforme della forza sulla larghezza del dente, determinando una minore oscillazione del satellite intorno all'asse del perno.

#### 5.4.1 Configurazione C: Rumorosità

La modifica si è rivelata efficace. Il valore di rumorosità è diminuito del 5,2%.

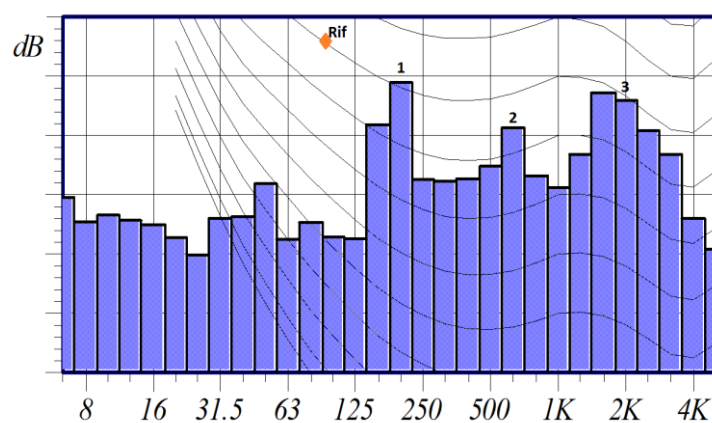


Fig. 5.26 Spettro fonometrico

Con riferimento allo spettro acquisito dal fonometro, molto evidente risulta l'abbassamento relativo alla Banda 2, corrispondente alla terza armonica della frequenza di ingranamento.

Le variazioni relative dei livelli assoluti in dB delle tre bande di riferimento valgono:

Banda 1:	-0,97 %
Banda 2:	-13,36 %
Banda 3:	-2,8 %

Con riferimento ai dati ottenuti, si rileva che il beneficio maggiore si ha sulla Banda 2. L'ordine di grandezza della diminuzione è inoltre superiore al miglioramento ottenuto per la configurazione B. Si deduce che questa modifica è la più significativa nell'intento di migliorare il livello di emissione acustica del riduttore.

Lo spettro delle vibrazioni nel *range* di frequenze corrispondente alla Banda 2 conferma il miglioramento:

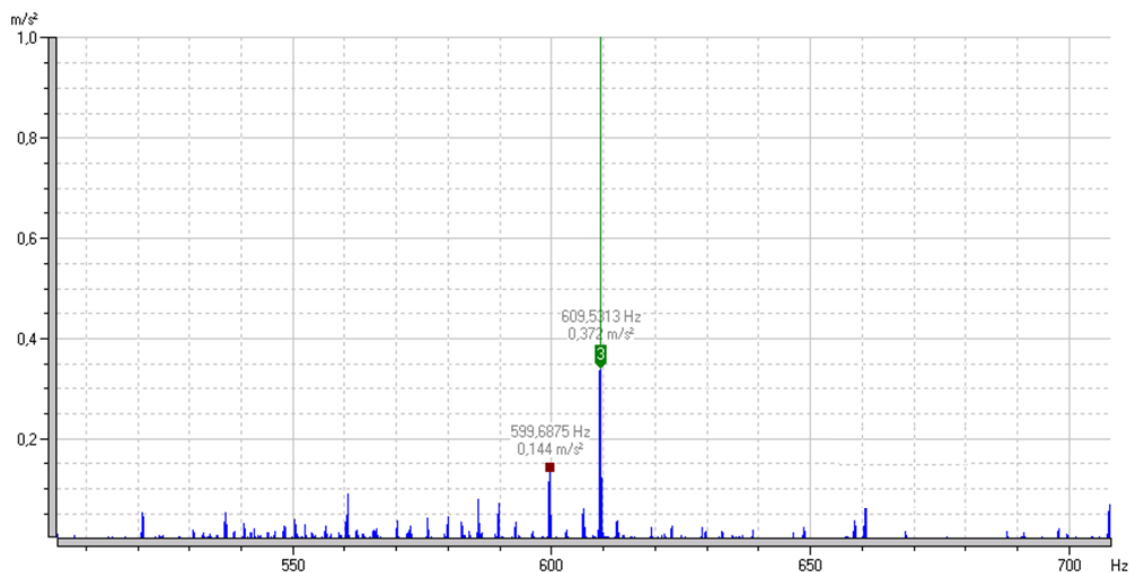


Fig. 5.27

L'ampiezza della terza armonica della frequenza di ingranamento risulta ridotta del 60 %. Questa componente è, come discusso, la prima componente significativa del segnale di ingranamento; l'ampiezza della terza armonica dipende direttamente ed unicamente dal segnale di ingranamento, in fase per i tre satelliti. La sua riduzione è dunque direttamente imputabile alla riduzione effettiva dell'ampiezza del segnale di ingranamento per i tre satelliti. Si deduce un segnale meno distorto, sintomo di una

trasmissione più omogenea: i fenomeni vibratorii generati ad ogni passo di ingranamento sono meno rilevanti.

La modifica si è dimostrata dunque particolarmente efficace, ed i risultati sembrano confermare l'interpretazione geometrica.

La Banda 1 risente meno della modifica introdotta. In questa banda di frequenze la componente più significativa è la prima *sideband* sinistra della GMF (che risulta invece soppressa). L'ampiezza di questa linea spettrale non dipende unicamente dal segnale di ingranamento, ma include i contributi dovuti al segnale di *modulazione epicicloidale*. Si trova dunque conferma alla discussione sulla difficoltà di basare considerazioni qualitative su queste componenti.

La diminuzione percentuale per la Banda 3 rivela un comportamento globalmente più omogeneo della trasmissione, che si ripercuote anche sulle linee spettrali ad alta frequenza. Molto rilevante è la riduzione in particolare sulla decima armonica, pari al 59,4%.

#### 5.4.2 Configurazione C: Severità di vibrazione

Il valore per la severità di vibrazione è riferito al segnale tra 0 e 1000 Hz; in questo range di frequenze è stato rilevato l'abbassamento consistente della componente più rilevante, ovvero la terza armonica della GMF. Complessivamente, si è ottenuta una riduzione del valore di severità di vibrazione pari al 29 %.

#### 5.4.3 Configurazione C: Forma d'onda

La forma d'onda permette di osservare in modo significativo i benefici ottenuti:

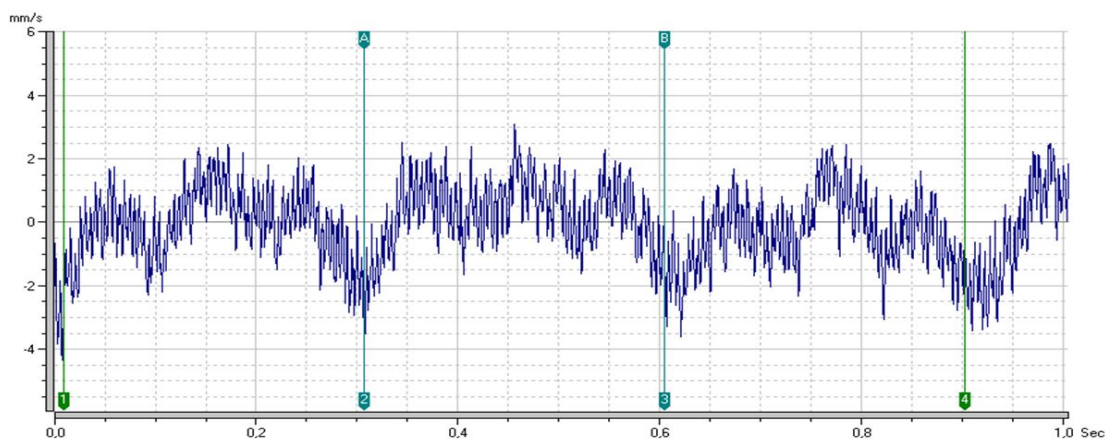


Fig. 5.28 Configurazione C: Forma d'onda

Il segnale risulta molto più pulito: la componente ad alta frequenza ha ampiezza molto minore. La minore distorsione della forma d'onda permette di osservare in modo diretto i fenomeni di *modulazione epicicloidale*: in fig. 5.28 i cursori delimitano un periodo di rotazione del porta-satellite. È estremamente evidente, per ogni periodo, il passaggio di ognuno dei tre satelliti.

### 5.5 Configurazione D: Raddrizzamento del fianco e Burattatura delle ruote

Per concludere la campagna di prove sono stati acquisiti i valori di interesse per una configurazione in cui sono state introdotte entrambe le modifiche, di finitura superficiale e di raddrizzamento del fianco. Non ci si aspetta, ovviamente, che la riduzione totale derivi dalla somma lineare delle riduzioni osservate per le due configurazioni intermedie: i parametri di influsso sono tanti ed estremamente interconnessi.

Si è rilevato comunque che le due modifiche intervengono in modo diverso nel miglioramento del comportamento vibrazionale del riduttore. La miglior finitura superficiale determina un abbassamento delle componenti ad alta frequenza, mentre il raddrizzamento del fianco del dente determina un miglioramento alle basse frequenze, sintomo di una trasmissione “macroscopicamente” più omogenea.



Ci si aspetta dunque di ottenere, dalla combinazione dei due effetti, un beneficio cumulato.

### 5.5.1 Configurazione D: Rumorosità

Si riscontra una diminuzione del valore di rumorosità del 10,5%.

Con riferimento allo spettro, si ha conferma delle aspettative: si rileva la diminuzione sostanziale delle Bande 2 e 3:

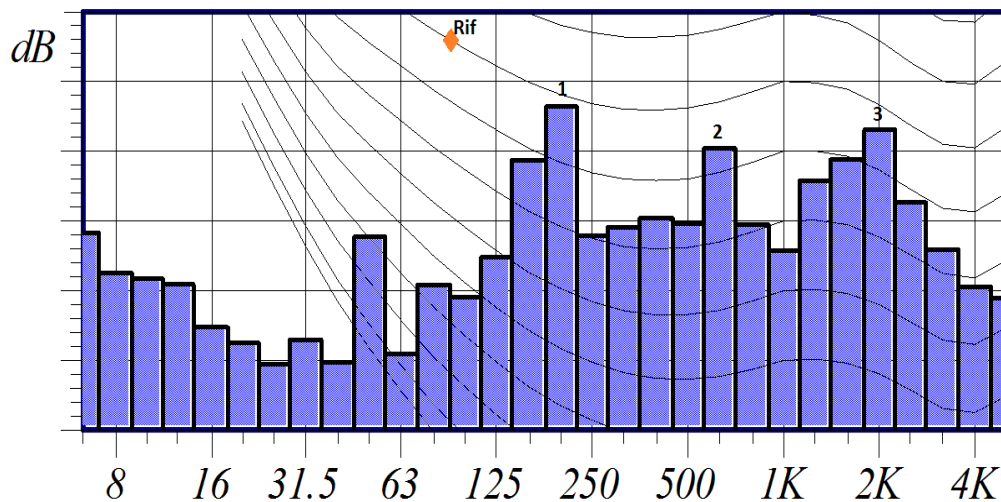


Fig. 5.29 Spettro fonometrico

Nello specifico, i dati ottenuti sono:

Banda 1	-1,5 %
Banda 2	-16,5 %
Banda 3	-12,03 %

La riduzione della Banda 2 è molto elevata, dell'ordine di grandezza della diminuzione rilevata per la configurazione B; la causa determinante di questo miglioramento deriva dunque dal raddrizzamento del fianco del dente; alle basse frequenze il segnale risente poco delle componenti vibrazionali legate all'attrito. La banda 3 rivela invece un cospicuo miglioramento alle alte frequenze, derivante dal beneficio cumulato in questo range derivante dalle due modifiche introdotte.

Si rileva infine una variazione dell'ampiezza della Banda 1. Questa variazione è difficilmente interpretabile, in quanto si è discusso che l'ampiezza relativa è determinata dalla sovrapposizione di diversi fenomeni.

Occorre considerare inoltre che i fattori che condizionano il comportamento vibrazionale di un riduttore sono tanti, ed estremamente interconnessi. La finitura superficiale, la qualità di ognuna delle ruote (che a sua volta dipende da più variabili), la qualità del montaggio del prodotto e dell'installazione al banco, sono solo alcuni dei parametri che influenzano complessivamente il modo di vibrare e la rumorosità del prodotto; la combinazione di questi fattori moltiplica ulteriormente la difficoltà del problema. Per il riduttore epicicloidale, il numero di questi parametri cresce esponenzialmente, dato il numero di organi in gioco e la complicazione dovuta alla particolare configurazione costruttiva.

L'utilizzo di ruote diverse nelle diverse configurazioni analizzate porta all'introduzione di variabili di cui non si conosce l'effetto. Si ritiene dunque che la variazione sulla Banda 1 sia imputabile ad uno di questi parametri non considerati.

Lo spettro delle vibrazioni conferma le riduzioni di ampiezza per tutte le componenti di interesse:

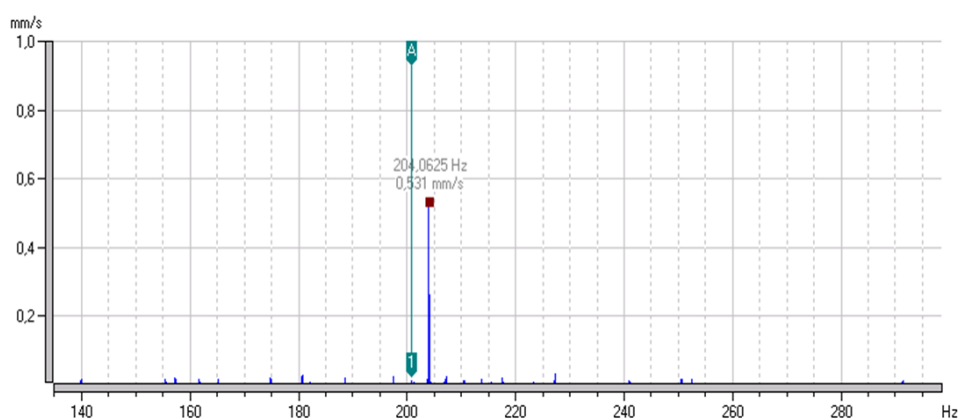


Fig. 5.30 Frequenza di ingranamento

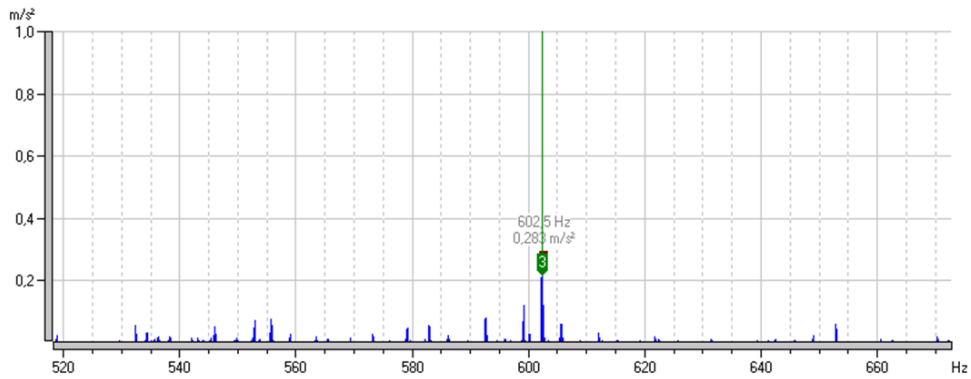


Fig. 5.31: Terza armonica della frequenza di ingranamento

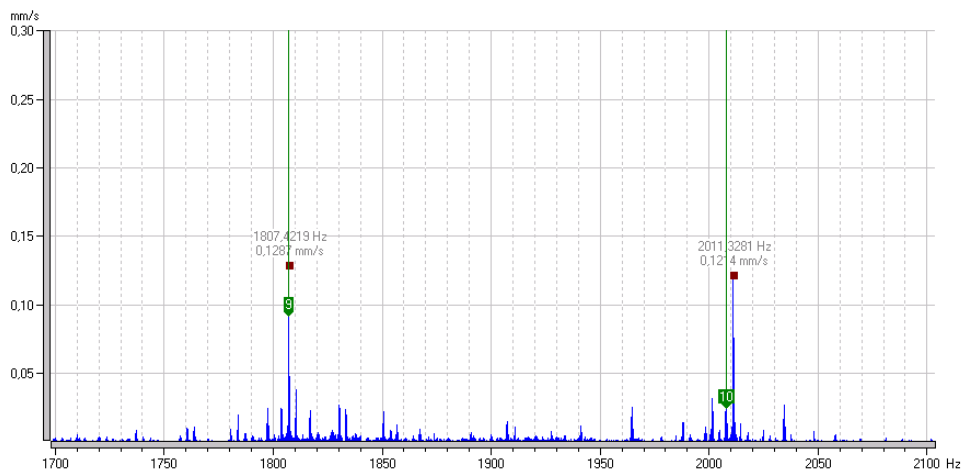


Fig. 5.32: Componenti ad alta frequenza

Si rileva in particolare:

- Riduzione in ampiezza del 23% per la prima componente destra di modulazione alla GMF;
- Riduzione in ampiezza del 68% per l'ampiezza della terza armonica della GMF;
- Riduzione in ampiezza pari al 37,2 % per la nona armonica della GMF
- Riduzione in ampiezza pari al 53,8 % per la decima armonica della GMF.

### 5.5.2 Configurazione D: Severità di Vibrazione

Per l'effetto combinato delle due modifiche introdotte, il valore di severità di vibrazione cala del 38%.

### 5.5.3 Configurazione D: Forma d'onda

Con riferimento alla forma d'onda, si rileva una forma molto simile a quella relativa alla configurazione solo raddrizzata.

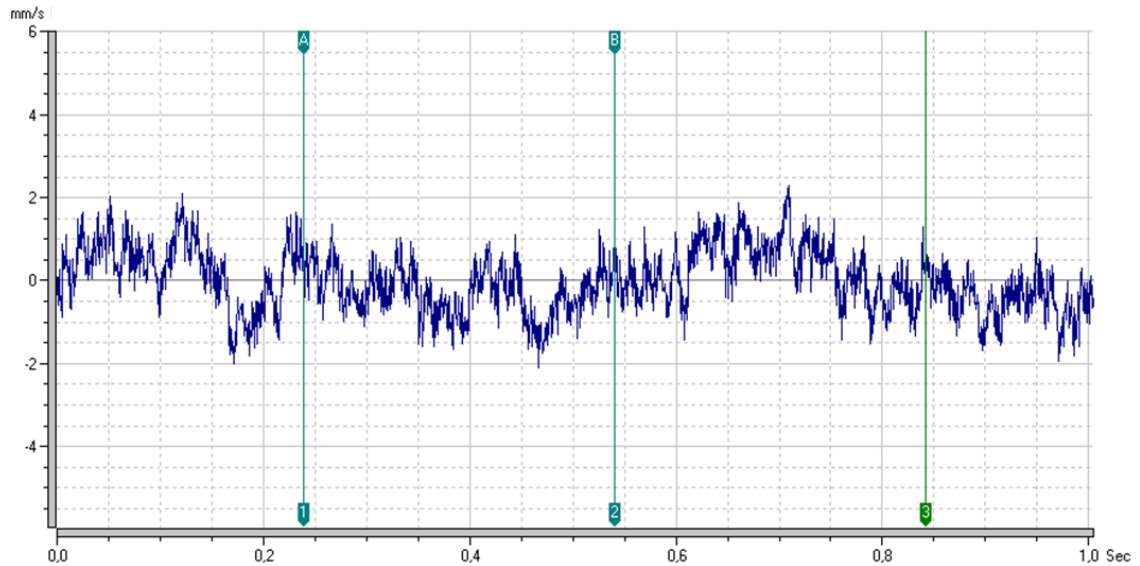


Fig. 5.33

Dall'osservazione del comportamento nel dominio del tempo si rileva una forma d'onda molto simile a quella rilevata per la configurazione con raddrizzamento del dente. Si rileva in particolare, rispetto alla forma d'onda per il riduttore standard, l'abbassamento cospicuo delle componenti ad elevata frequenza.

## 5.6 Riepilogo comparativo dei risultati

Per concludere, si riporta un prospetto riassuntivo delle variazioni percentuali dei parametri globali di interesse, rispetto ai valori acquisiti per la configurazione standard:

	Configurazione B (Burattatura)		Configurazione C (Raddrizzamento)		Configurazione D (B+C)	
Rumorosità	-2,15%		-5,2%		-10%	
	Banda 1	+0,34%	Banda 1	-0,97%	Banda 1	-1,5%
	Banda 2	-0,45%	Banda 2	<b>-13,36%</b>	Banda 2	-16,5%
	Banda 3	-3,07%	Banda 3	-2,8%	Banda 3	<b>-12,08%</b>
Severità di vibrazione	-18%		-29%		-38%	

Si rileva che il contributo più significativo alla riduzione del livello di emissione acustica è derivato dalla modifica al profilo del fianco del dente. Molto significativo è inoltre il miglioramento alle alte frequenze ottenuto grazie al doppio beneficio introdotto con la combinazione delle modifiche.



# Conclusioni

Nel presente lavoro di tesi l'analisi delle vibrazioni e del rumore è stata applicata al caso di un riduttore epicicloidale prodotto da STM spa che risultava affetto da una rumorosità troppo elevata.

L'attività svolta ha permesso di ottenere risultati particolarmente significativi. Globalmente, è da rilevare l'effettiva diminuzione del livello di rumorosità del riduttore a seguito degli interventi effettuati

Lo studio condotto nella tesi ha mostrato che l'uso di strumenti per l'analisi vibroacustica permette di indagare nel dettaglio l'effetto delle modifiche introdotte: la burattatura e il "raddrizzamento" del dente. Come era lecito attendersi, la miglior finitura superficiale dovuta alla burattatura ha comportato una sostanziale diminuzione delle componenti ad alta frequenza, strettamente connesse ai fenomeni di attrito che si generano durante l'ingranamento. L'eliminazione della bombatura trasversale sulle ruote (il "raddrizzamento" del dente) ha invece migliorato sostanzialmente le componenti molto rilevanti alle basse armoniche della frequenza di ingranamento, indice di una trasmissione significativamente più uniforme. La combinazione delle due modifiche ha portato ad un beneficio cumulato molto soddisfacente, anche se occorre sottolineare che il miglioramento sostanziale, in termini di rumorosità, è derivato dalla modifica geometrica. Rimane comunque valido l'effetto della burattatura delle ruote, anche in considerazione della semplicità ed economicità della lavorazione.

I risultati ottenuti per le singole configurazioni modificate hanno permesso inoltre di fornire all'azienda un dato oggettivo di valutazione del beneficio introdotto; questo

dato può essere utilizzato per operare un'analisi consapevole di tipo costo/beneficio, ed eventualmente giustificare il cambiamento della linea produttiva del prodotto.

La campagna di prove effettuata ha permesso inoltre di ottenere per la prima volta in azienda i valori di riferimento per il comportamento del riduttore in condizioni sane, rispetto a cui valutare acquisizioni successive su riduttori simili che presentino un problema dopo un certo periodo di lavoro. Ad esempio, gli spettri delle nuove acquisizioni potranno essere confrontati con lo spettro di riferimento, al fine di rilevare eventuali eccedenze. La lettura delle precise frequenze alle quali queste eccedenze si verificano permetterà di individuare con una certa sicurezza il sintomo da ricercare o su cui intervenire con operazioni di manutenzione.

Al termine dell'attività svolta, l'esperienza maturata permette di effettuare alcune ulteriori considerazioni, che possono costituire gli spunti per un approfondimento futuro del lavoro.

Per quanto riguarda in particolare il problema di rumorosità, il miglioramento ottenuto grazie alle modifiche introdotte è rilevante, ma il livello di emissione acustica rimane elevato. Per ridurre l'errore di trasmissione, fattore determinante nel livello di rumorosità dell'ingranaggio, un intervento significativo potrebbe essere costituito dall'aumento del fattore di ricoprimento: si otterrebbe infatti un carico sui denti molto più costante ed una trasmissione più silenziosa.

L'attività svolta sul riduttore ha permesso di acquisire competenze e sensibilità nell'utilizzo della strumentazione per l'analisi vibro-acustica. L'esperienza maturata può essere utilizzata per migliorare la qualità dei risultati ottenuti, valutando con maggiore attenzione l'influenza dei vari parametri. Una caratterizzazione più significativa degli effetti della burattatura si potrebbe ottenere ad esempio effettuando le misurazioni sulle stesse ruote, prima e dopo la lavorazione.

Con particolare riferimento alle esigenze aziendali, si potrebbe infine pensare ad una campagna di prove per la caratterizzazione oggettiva dello stato di salute di tutte le tipologie di riduttori prodotti, generando un *database* di risultati di riferimento



rispetto ai quali valutare con sicurezza le prestazioni di un riduttore che, al momento dell'installazione presso un cliente o dopo un certo periodo di lavoro, presenti un comportamento difforme dalle aspettative.



# Bibliografia

- [1] A. Maggiore, *Diagnostica dei sistemi meccanici*, “Appunti dalle lezioni del corso per studenti di Ingegneria Meccanica dell’Università degli Studi di Bologna”, 2002
- [2] G. Niemann, H. Winter, *Elementi di macchine Vol. II*, Milano, Edizioni di Scienza e Tecnica , 1986
- [3] E.Funaioli, A. Maggiore, U. Meneghetti, *Lezioni di Meccanica Applicata alle Macchine, prima parte, Fondamenti di Meccanica delle Macchine*, Bologna, Pàtron Editore, 2005
- [4] P.D. McFadden, J.D. Smith, *An explanation for the asymmetry of the modulation sidebands about the tooth meshing frequency in epicyclic gear vibration*, “Proceedings of the Institute of Mechanical Engineers”, vol. 199, 1985, pp 65-70;
- [5] M.R. de Smidt, *Internal vibration monitoring of a planetary gearbox*, Master in Engineering, University of Pretoria, 2009
- [6] K Singleton, *Analysis of two stage planetary gearbox vibration*, KSC Consulting LLC, 2006
- [7] P.D. McFadden, *Examination of a technique for the early detection of failure in gears by signal processing of the time domain average of the meshing vibration*, “Mechanical systems and signal processing”, 1987, 1(2), pp 173-183;

[8] M. Inapolat, A. Kahraman, *A theoretical and experimental investigation of modulation sidebands of planetary gear sets*, “Journal of Sound and Vibration”, vol. 323, 2009, pp.677-696;

[9] M.Beghini, F. Presicce, C. Santus, *Influenza dei disallineamenti sulla trasmissione di ruote dentate cilindriche a denti dritti*, Convegno Nazionale XIV ADM- XXXIII AIAS, Bari, 31 Agosto – 2 Settembre 2004

# Appendice

## Codice Matlab per la determinazione dei contributi in fase

```
% DATI INPUT
arm_numb=3; %numero armoniche di interesse
sidebands=4; %numero componenti laterali di interesse
Z3=62; %numero denti corona

%_____codice_____

plan_numb=3 %numero di satelliti
plan=(1:plan_numb);
m=(1:arm_numb); % Gmf armoniche
n=(-sidebands:+sidebands); %sidebands
angle=[0;1;-1]; % satelliti equispaziati

%Tab fasi
Q=zeros(length(n),length(angle), length(m));

%Q=ang*(m*Z3+n)
for k=1:length(m)
    for i=1:length(angle)
        for j=1:length(n)
            Q(j,i,k)=angle(i)*((m(k)*Z3)+n(j));
        end
    end
end
% intervallo -pi,+pi
Qrid=rem(Q,3);

%ricerca contributi in fase
tab=zeros(length(n),length(m)) %tabella finale
for k=1:length(m)
    for i=1:length(angle)
        for j=1:length(n)
            if Qrid(j,:,k)==0
                tab(j,k)=1
            else
                tab(j,k)=0
            end
        end
    end
end
end
```

```

% LETTURA DELLA TABELLA FINALE "tab":
%colonne: armoniche della frequenza di ingranamento
%righe: sidebands rispetto alla frequenza centrale
% valore 1: contributo in fase
% valore 0: contributo sfasato

% %es: m=3, n=3

%           m=1 m=2 m=3
%       n=-3
%       n=-2
%       n=-1
%       n=0   0   0   1   ---->GMF soppressa, 3xGMF amplificata
%       n=1
%       n=2
%       n=3

```

# Ringraziamenti

Ringrazio il professor Alessandro Rivola, per l'interesse dimostrato e la sempre gentile disponibilità; il suo affiancamento e la sua competenza sono stati uno stimolo costante, ed i puntuali suggerimenti si sono rivelati preziosi e significativi.

Ringrazio STM, ed in particolare l'Ing. Enrico Baroni; la sua fiducia nel progetto ha reso possibile la realizzazione di questo lavoro, e la sua esperienza ha costituito un supporto importantissimo durante lo svolgimento dell'attività. Grazie infine per tutti i preziosi consigli, che sono stati di grande sostegno nell'affrontare questa prima esperienza nel mondo del lavoro.

Ringrazio l'Ing. Emanuele Galletti e l'Ing. Luca Rinaldi per il costante affiancamento in sala prove. Il vostro aiuto e la vostra disponibilità sono stati fondamentali per il superamento delle difficoltà e dei dubbi incontrati durante il l'attività; lavorare con voi è stato stimolante ed istruttivo.

Ringrazio infine Mirco Sgarzi, per l'amicizia ed il prezioso aiuto al banco; i tuoi consigli sono stati di fondamentale importanza, e mi hanno permesso di acquisire sicurezza ed indipendenza nello svolgimento del lavoro.