

Università degli Studi di Pisa

**Corso di Dottorato di Ricerca in
Ingegneria Meccanica**

XIV Ciclo

**Progettazione di sistemi per il
monitoraggio di trasmissioni meccaniche
ad elevate prestazioni**

Allievo:

Ing. I. Mazzitelli

Tutori:

Prof.sa P. Forte

Prof. F. Flandoli

Università degli Studi di Pisa

**Corso di Dottorato di Ricerca in
Ingegneria Meccanica**

XIV Ciclo

**Progettazione di sistemi per il
monitoraggio di trasmissioni meccaniche
ad elevate prestazioni**

Allievo:

Ing. I. Mazzitelli

Settore Scientifico Disciplinare

Ing-Ind/14

Presidente del Corso

Prof S. Barone

Indice

1. INTRODUZIONE	5
2. SISTEMI DI MONITORAGGIO E ANALISI PER INGRANAGGI	7
2.1. CENNI SULL'APPARATO SPERIMENTALE	8
2.2. OVERVIEW SULL'ATTIVITÀ SPERIMENTALE.....	9
2.3. SISTEMA DI MONITORAGGIO DELLE VIBRAZIONI	10
2.4. ANALISI DEI LIVELLI VIBRATORI	12
2.4.1. NOTE SUL DANNEGGIAMENTO E INDICATORI DEL RISCHIO.....	13
2.4.2. MODELLO PER LA VALUTAZIONE DELLA TEMPERATURA DEI DENTI.....	14
2.5. RELAZIONE TRA DANNEGGIAMENTO E VIBRAZIONI.....	16
2.6. CARATTERIZZAZIONE SPERIMENTALE DELLA RISPOSTA VIBRATORIA.....	16
2.6.1. TA Z28: RAMPE DI VELOCITÀ	17
2.6.2. TA Z28: PING-TEST.....	18
2.6.3. TA Z80: RAMPE DI VELOCITÀ	20
2.7. CARATTERIZZAZIONE NUMERICA DELLA DINAMICA TORSIONALE	22
2.8. PROGETTAZIONE DI UN SISTEMA DI MONITORAGGIO ON-BOARD	25
2.8.1. MODIFICHE MECCANICHE	25
2.8.2. MISURE DELLA TEMPERATURA DEL CUORE DEL DENTE.....	26
2.8.3. MISURE DI DEFORMAZIONE	26
2.8.4. SIMULAZIONE DEI SEGNALI ATTESI	28
2.8.5. CONDIZIONAMENTO E AMPLIFICAZIONE DEI SEGNALI A BORDO	31
2.8.6. REALIZZAZIONE DEL SISTEMA DI MONITORAGGIO.....	33
2.9. ESECUZIONE DELLE PROVE.....	35
2.9.1. MISURE DI TEMPERATURA	35
2.9.2. MISURE DI DEFORMAZIONE	38
2.10. SVILUPPO DEL SISTEMA DI MONITORAGGIO	40
2.11. CONCLUSIONI.....	42
3. SISTEMA DI MONITORAGGIO E ANALISI PER CUSCINETTI VOLVENTI	43
3.1. APPARATO SPERIMENTALE	44
3.1.1. SEZIONE TEST.....	44
3.1.2. SCHEMA CINEMATICO	47
3.1.3. CUSCINETTI	50
3.1.4. SISTEMA DI APPLICAZIONE DEL CARICO	51
3.2. SISTEMA DI MONITORAGGIO DELLE VIBRAZIONI E ACQUISIZIONE DATI.....	54
3.3. OVERVIEW SULL'ATTIVITÀ SPERIMENTALE.....	57
3.4. CONDIZIONI DI PROVA.....	58
3.5. ANALISI DEI DATI E PROBLEMATICHE RELATIVE AL POST-PROCESSING.....	60
3.5.1. ANALISI PRELIMINARE DEI DATI	62
3.5.2. UTILIZZO DELLE FUNZIONI <i>WAVELET</i>	65
3.5.3. UTILIZZO DELLA TECNICA DELL'INVILUPPO	70
3.6. METODOLOGIA DIAGNOSTICA INNOVATIVA	74
3.6.1. ANALISI DELLE COMPONENTI ASINCRONE: IL SEGNALE SOTTRAZIONE.....	76
3.6.2. CICLOSTAZIONARIETÀ E ALGORITMO DI CORRELAZIONE	79
3.6.3. ANALISI DEI RISULTATI.....	80

3.7.	CONCLUSIONI.....	83
4.	SISTEMA DI MONITORAGGIO E ANALISI PER CUSCINETTI FLUIDODINAMICI.....	84
4.1.	DESCRIZIONE DELLA ATTREZZATURA DI PROVA.....	85
4.1.1.	SEZIONE TEST.....	86
4.1.2.	SISTEMA DI APPLICAZIONE DEL CARICO.....	98
4.1.3.	STRUMENTAZIONE.....	100
4.2.	COMPONENTI IN PROVA.....	102
4.3.	SISTEMA DI MONITORAGGIO PER L'ANALISI DELLE PRESTAZIONI.....	104
4.3.1.	MODELLO TEORICO DI RIFERIMENTO.....	105
4.3.2.	CENNI SULLA VALUTAZIONE DELL'INCERTEZZA.....	110
4.4.	ESECUZIONE DELLE PROVE.....	113
4.4.1.	REGISTRAZIONE DELLA POSIZIONE DEI SENSORI DI PROSSIMITÀ.....	113
4.4.2.	MISURA DEL GIOCO A FREDDO E INDIVIDUAZIONE DEL CENTRO DEL CUSCINETTO.....	116
4.4.3.	ALLINEAMENTO DELLO STATORE.....	120
4.4.4.	INDIVIDUAZIONE DELLE FUNZIONI DI ECCITAZIONE DINAMICA.....	121
4.4.5.	IDENTIFICAZIONE DELLE BASE LINE.....	122
4.4.6.	ESECUZIONE DEI TEST STATICI.....	123
4.4.7.	ESECUZIONE DEI TEST DINAMICI.....	125
4.4.8.	PROCEDURA DI PROVA.....	125
4.5.	RISULTATI DELLE PROVE.....	126
4.5.1.	RISULTATI DELLE PROVE SU CUSCINETTO 1.....	126
4.5.1.1.	CARATTERISTICHE STATICHE.....	128
4.5.1.2.	CARATTERISTICHE DINAMICHE.....	132
4.5.2.	RISULTATI DELLE PROVE SU CUSCINETTO 2 IN CONFIGURAZIONE LOP.....	138
4.5.2.1.	CARATTERISTICHE STATICHE.....	138
4.5.2.2.	CARATTERISTICHE DINAMICHE.....	140
4.5.3.	RISULTATI DELLE PROVE SU CUSCINETTO 2 IN CONFIGURAZIONE LBP.....	142
4.5.3.1.	CARATTERISTICHE STATICHE.....	142
4.5.3.2.	CARATTERISTICHE DINAMICHE.....	143
4.6.	CONCLUSIONI.....	147
4.7.	APPENDICE.....	148
4.7.1.	RISULTATI COMPLETI DELLE PROVE SU CUSCINETTO 1.....	148
4.7.2.	RISULTATI COMPLETI DELLE PROVE SU CUSCINETTO 2 IN CONFIGURAZIONE LOP.....	152
4.7.3.	RISULTATI COMPLETI DELLE PROVE SU CUSCINETTO 2 IN CONFIGURAZIONE LBP.....	164
5.	BIBLIOGRAFIA.....	176
6.	APPENDICE: ATTIVITÀ SUPPLEMENTARI.....	180

1.INTRODUZIONE

La presente relazione ha lo scopo di sintetizzare il lavoro svolto nell'ambito del Dottorato di Ricerca in Ingegneria Meccanica presso la scuola *Leonardo Da Vinci* del *Dipartimento di Ingegneria Meccanica, Nucleare e della Produzione (DIMNP)* dell'Università di Pisa. Il lavoro nasce con la volontà di approfondire, da un punto di vista teorico e sperimentale, le problematiche connesse alla progettazione di sistemi avanzati per la diagnostica ed il monitoraggio da applicare alle trasmissioni meccaniche operanti in condizioni severe di velocità e carico. Le campagne sperimentali seguite dal *DIMNP*, in collaborazione con alcune tra le più importanti aziende del panorama industriale italiano, hanno sempre fornito occasioni di approfondimento teorico oltre che la preziosa possibilità di provare su banco i sistemi di monitoraggio progettati e realizzati.

In particolare la campagna sperimentale sul danneggiamento da *scuffing* per ingranaggi, nata da una collaborazione tra il *DIMNP*, la *AMTesting* e *Avio Propulsione Aerospaziale*, ha permesso di investigare i fenomeni di innesco del danneggiamento sugli ingranaggi e la loro previsione, sia attraverso modelli previsionali del rischio, che attraverso sistemi per il monitoraggio delle reali condizioni di funzionamento delle trasmissioni. Da tale attività sono nate e si sono sviluppate importanti riflessioni sui legami che intercorrono tra l'innesco del danneggiamento, la dinamica connessa al funzionamento degli ingranaggi ed il comportamento vibratorio delle macchine su cui questi funzionano. Tali riflessioni si sono infine concretizzate nella progettazione e nella realizzazione di un sistema di monitoraggio in grado di rilevare le temperature e le deformazioni dei denti di ingranaggi durante l'esercizio, con la possibilità di attribuire alcuni danneggiamenti imprevisti, al funzionamento delle trasmissioni in condizioni prossime alla risonanza.

Una attività sperimentale di carattere più squisitamente diagnostico, seguita dal *DIMNP* in collaborazione con il Dipartimento di Matematica Applicata dell'Università di Pisa e *Avio Propulsione Aerospaziale*, ha consentito di rivolgere l'attività di ricerca verso un differente

componente delle trasmissioni meccaniche: il cuscinetto volvente. In quel caso gli spunti nati nell'ambito della sperimentazione hanno suggerito approfondimenti teorici, i quali hanno portato alla formalizzazione di un metodo diagnostico innovativo per la identificazione del danneggiamento sui cuscinetti volventi, inseriti in trasmissioni meccaniche *multi-mesh*. La metodologia diagnostica è stata inoltre provata su banco in diverse condizioni di funzionamento, mostrando risultati di considerevole interesse scientifico.

Una più recente collaborazione tra il *DIMNP*, *General Electric Oil & Gas* e la *AMTesting*, ha infine dato occasione di investigare il comportamento, in condizioni statiche e dinamiche, di un terzo componente estensivamente usato nelle trasmissioni meccaniche, soprattutto quelle operanti ad elevate velocità: il cuscinetto fluidodinamico. L'attività di ricerca ha avuto sin dall'inizio una vocazione teorica e sperimentale, spaziando dalla focalizzazione dei modelli numerici più largamente utilizzati per la previsione delle prestazioni dei cuscinetti, fino all'approfondimento sui modelli teorici di riferimento per la caratterizzazione sperimentale del loro comportamento, e la verifica su banco di tali modelli. Da tale attività è nata la partecipazione ad una campagna sperimentale di monitoraggio del comportamento di cuscinetti fluidodinamici a pattini oscillanti, svolta presso il *Turbomachinery Laboratory* della *Texas A&M University*, con utilizzo di una specifica attrezzatura di prova.

Anche per tali motivi, la presente relazione è suddivisa in tre parti fondamentali, ognuna delle quali dedicata alle attività di ricerca legate ai sistemi di monitoraggio dei tre fondamentali componenti delle trasmissioni meccaniche: gli ingranaggi, i cuscinetti volventi, i cuscinetti fluidodinamici. In ognuna delle tre parti verranno sempre presi in considerazione sia le attività teoriche legate alla progettazione dei sistemi di diagnostica e monitoraggio, sia le attività sperimentali, con descrizione delle attrezzature di prova sulle quali tali sistemi hanno sempre avuto una verifica di carattere sperimentale.

2. Sistemi di monitoraggio e analisi per ingranaggi

Il presente lavoro di ricerca trae spunto da attività svolte presso il *CRTM (Centro di Ricerca sulle Trasmissioni Meccaniche)* del *DIMNP (Dipartimento di Ingegneria Meccanica, Nucleare e della Produzione)*, nell'ambito di campagne sperimentali dedicate sia alla diagnostica applicata, quali il progetto *HUMS (Health Usage Monitoring System)* che ha visto coinvolti oltre al *DIMNP* anche *Avio Costruzioni Aerospaziali Spa* ed il *Dipartimento di Matematica Applicata* dell'Università di Pisa [1, 2, 3, 4], sia al danneggiamento in generale su ingranaggi, come la campagna sperimentale sullo scuffing (*DIMNP, AMTesting, Avio Propulsione Aerospaziale*) che ha fornito ulteriori e proficui spunti di riflessione [5, 6, 7, 8, 9, 10]. Lavori di ricerca, sia teorici che sperimentali, maturati nel *DIMNP*, nel corso degli stessi anni, hanno fornito ulteriore motivo di analisi e approfondimento [11, 12].

Lo spunto offerto dalle campagne sperimentali, l'individuazione e la comprensione dei fenomeni di innesco del danneggiamento, la loro eventuale previsione attraverso tecniche di monitoraggio diagnostico e la volontà di generalizzare i fenomeni osservati, si è scontrata con la necessità di approfondimenti di carattere dinamico, sul comportamento vibratorio dei sistemi di prova e degli ingranaggi. Come documentato successivamente, da tale confronto nasce una importante riflessione sui legami tra l'innesco del danneggiamento, la dinamica connessa al funzionamento degli ingranaggi ed il comportamento vibratorio delle macchine su cui questi funzionano. Ciò ha permesso di aprire un promettente panorama di ricerca, che coinvolge aspetti teorici e sperimentali: innanzitutto la necessità di rivedere le procedure di calcolo degli indicatori di rischio attualmente utilizzati per la progettazione delle ruote dentate (ad esempio *SP* da *AGMA 925*), i quali sono scarsamente dipendenti dal comportamento vibratorio delle macchine [13, 14] e, non ultima la successiva attività sperimentale tesa al monitoraggio delle reali condizioni di funzionamento degli ingranaggi in condizioni dinamicamente disturbate [9, 10, 15]. Si è infatti ritenuto indispensabile

approfondire la conoscenza del legame che intercorre tra l'innesco del danneggiamento e la dinamica dei sistemi.

A tale scopo, come documentato nel seguito, è stato progettato e realizzato un nuovo sistema di monitoraggio. Il progetto ha previsto la modifica del disegno della sezione test del banco prova a ricircolo di potenza per ingranaggi cilindrici, attualmente operativo presso il *Laboratorio Scalbatraio* del *DIMNP*. Tali modifiche sono state finalizzate al miglioramento della capacità di previsione e monitoraggio delle condizioni di prova, attraverso l'utilizzo di *test article* opportunamente strumentati. Gli obiettivi principali che hanno guidato la progettazione del sistema di prova e la pianificazione dei test successivi sono stati:

- acquisizione di segnali di temperatura dalle ruote in prova, attraverso l'impiego di termocoppie opportunamente installate nel corpo ruota o in prossimità delle superfici dei fianchi attivi;
- acquisizione di segnali estensimetrici dalle ruote in prova e/o dagli alberi di supporto, al fine di caratterizzare, durante il funzionamento, l'effettivo stato di deformazione e di tensione della parte strumentata. Il sistema di prova può essere utilizzato, per la misura del fattore di sovraccarico dinamico K_v (secondo standard ISO e AGMA).

Nella presente relazione verranno riportati tra l'altro, i dettagli che hanno guidato la progettazione del sistema di prova, il suo utilizzo, ed i risultati fondamentali ottenuti dalle misure eseguite.

Si precisa che, in alcuni casi, dati ritenuti sensibili e/o riservati, sono stati omessi dal corpo della relazione e dalle figure

2.1.Cenni sull'apparato sperimentale

In Figura 1 è riportato uno schema del banco. Gli ingranaggi in prova sono portati in rotazione da un motore AC asincrono, azionato da *inverter*. In

Tabella I sono riportate le principali caratteristiche del banco

La coppia di prova viene introdotta nel sistema attraverso una traslazione assiale imposta all'albero 1, per mezzo di un servattuatore elettromeccanico controllato in posizione. Le dentature elicoidali delle ruote dentate della sezione di moltiplicazione (*slave*) costringono gli alberi veloci (albero 2 e 3) ad una torsione in corrispondenza della traslazione assiale dell'albero 1. Tale torsione introduce nella catena cinematica la coppia di prova. La coppia di prova viene misurata dai due torsionometri posti sugli alberi veloci.

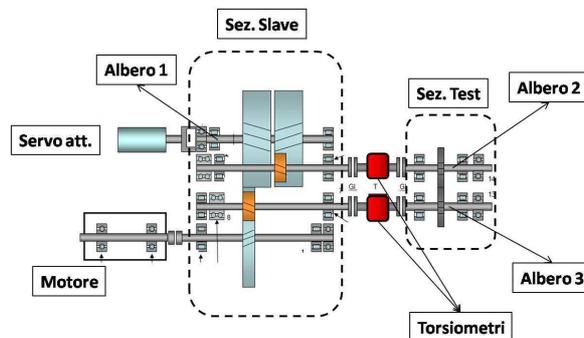


Figura 1- architettura banco prova ingranaggi

Tabella 1 - dati banco prova

Interasse	<i>140 mm</i>
Velocità	<i>0:18000 rpm</i>
Rapporto di trasmissione (test)	<i>1:1</i>
Coppia	<i>0:500 Nm</i>
Potenza circolante max	<i>1000 KW</i>
Potenza motore	<i>55 KW</i>
Temperatura ingresso olio	<i>60:180 °C</i>

2.2. Overview sull'attività sperimentale

Una estensiva campagna sperimentale è stata condotta presso il *CRTM* del *DIMNP* con la collaborazione di *AM Testing* e *Avio Propulsione Aerospaziale*. L'obiettivo della campagna sperimentale è stato lo studio delle condizioni di esercizio che inducono un danneggiamento da *scuffing* sugli ingranaggi. L'attività sperimentale ha consentito la verifica e la successiva taratura dei metodi numerici di previsione del rischio e lo studio dei meccanismi di innesco. La campagna di prove ha previsto l'esecuzione di un DoE su 5 parametri e due livelli come sinteticamente riassunto nella Tabella 2

Tabella 2 - parametri DoE della campagna sperimentale

Materiale	<i>Materiale 1</i>	<i>Materiale 2</i>
Finitura superficiale	<i>F1</i>	<i>F2</i>
Angolo di pressione [deg]	<i>20</i>	<i>25</i>
Velocità	<i>V1</i>	<i>V2</i>
Temperatura [°C]	<i>90</i>	<i>120</i>

In corrispondenza di ogni condizione, le prove sono state effettuate con carico incrementale (7 livelli) fino ad ottenimento della *failure* o fino alle massime condizioni consentite dall'attrezzatura. Conviene precisare che i due livelli di velocità sono il frutto di 12 *search test*, durante i quali sono state provate 207 condizioni di esercizio. L'esito dei *search test* ha permesso ulteriori approfondimenti sui meccanismi di

danneggiamento, tra i quali uno studio sulla relazione esistente tra il danneggiamento e le condizioni vibrazionali della trasmissione. Questo aspetto verrà approfondito nei paragrafi successivi.

2.3.Sistema di monitoraggio delle vibrazioni

La misura delle vibrazioni è effettuata mediante l'utilizzo di tre accelerometri posizionati in corrispondenza della sezione *test*, come mostrato in Figura 2, e di un quarto accelerometro posizionato in corrispondenza della sezione *slave*. Gli accelerometri 1 e 2 sono rispettivamente in direzione perpendicolare e parallela alla retta di applicazione del carico nel caso in cui il fianco attivo sia il destro, mentre l'accelerometro 3 è in direzione parallela alla retta di applicazione del carico nel caso in cui il fianco attivo sia il sinistro.

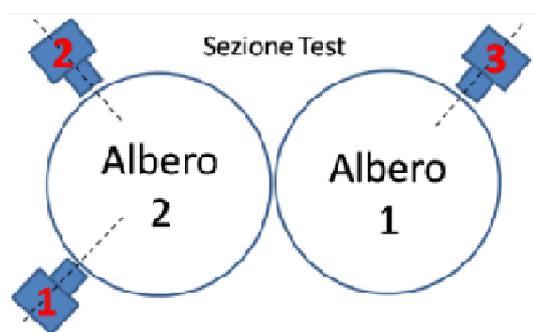


Figura 2: posizione accelerometri sezione test

I segnali accelerometrici vengono digitalizzati da una scheda di acquisizione su un PC dedicato, memorizzati ed analizzati da un apposito programma in ambiente Labview[®] che consente di effettuare *on-line*:

- analisi nel dominio della frequenza dei segnali accelerometrici (*FFT*)
- calcolo, visualizzazione e memorizzazione delle medie sincrone dei segnali accelerometrici
- analisi dei segnali accelerometrici nel dominio del tempo; in particolare calcolo, memorizzazione e visualizzazione dell'*RMS* del segnale accelerometrico e *RMS* della parte sincrone (valore mediate sulle firme vibratorie)

Il calcolo delle medie sincrone viene effettuato ricampionando i segnali accelerometrici mediante l'utilizzo del segnale tachimetrico generato da un *pick-up*. Il sensore tachimetrico legge una alterazione per ogni giro dell'albero test come schematicamente riassunto nella Figura 3

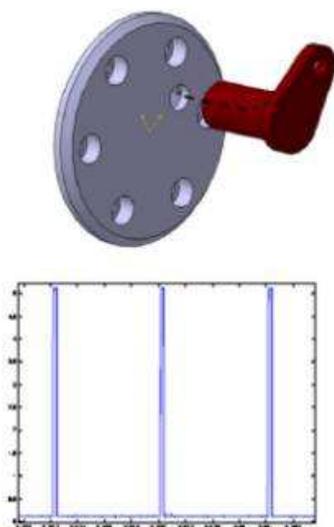


Figura 3 – sensore pick-up per segnale tachimetrico

Il controllo del banco prova avviene tramite un programma, sviluppato in ambiente Labview[®], che permette di monitorare, direttamente da PC, il valore della velocità del motore e, mediante la regolazione dello spostamento del servo-attuatore che carica la catena cinematica del banco, il carico agente sulle ruote *test*.

Il programma di controllo consente inoltre l'acquisizione ed il monitoraggio di:

- pressioni e portate di olio in diversi punti del circuito di lubrificazione (in particolare nei condotti di adduzione lubrificante sezione *test* e sezione *slave*);
- temperature dei cuscinetti del banco;
- temperatura olio *in-mesh* ed *out-of-mesh* zona *test*
- temperatura olio sezione *slave*
- corrente assorbita dal motore elettrico e sua velocità di rotazione;
- coppia letta dai torsimetri posizionati su entrambi gli alberi *test*

Tutti i valori acquisiti sono visibili nel pannello di controllo del programma e vengono memorizzati su *file*.

2.4. Analisi dei livelli vibratori

L'analisi che segue ha lo scopo di indagare se esiste una relazione tra il livello di vibrazione registrato durante le prove ed il danneggiamento. E' stata condotta una analisi statistica su tutta la popolazione dei dati sperimentali. In Figura 4 è riportata la distribuzione gaussiana delle rotture e delle non rotture come funzione del valore di RMS registrato durante i test. Il valore di RMS considerato è la media aritmetica dei

valori di RMS associati alle firme vibratorie, elaborate sui dati derivanti dagli accelerometri della sezione test. (livelli vibrazionali registrati durante l'esercizio all'inizio della prova e lontano dall'incipienza del danneggiamento). Dalla Figura 4 si evince che i danneggiamenti avvengono per valori di RMS mediamente più elevati (curva rossa) rispetto ai valori di RMS associati alle prove in assenza di danneggiamento (curva verde).

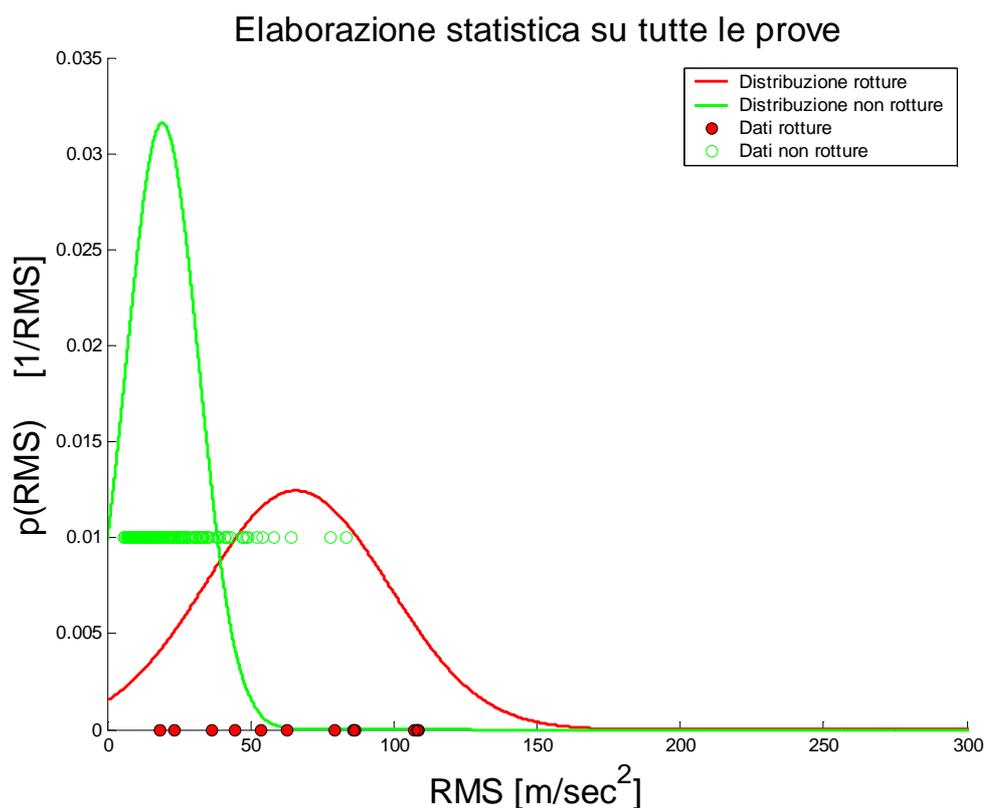


Figura 4: distribuzione gaussiana dei dati di prova in funzione di RMS

In Figura 5 è riportata l'analisi su tutte le prove. Nella figura vengono indicati, a partire dall'alto e sempre come funzioni di *RMS*:

- distribuzione gaussiana delle non rotture (curva verde)
- velocità *TA* (*Test Article*)
- coppia applicata

Si osservi come, nonostante siano state fatte prove a tutti i regimi di velocità resi disponibili dal banco, esistono due livelli preferenziali di danneggiamento. (Si precisa che alcuni dati numerici sono stati omessi per ragioni di riservatezza)

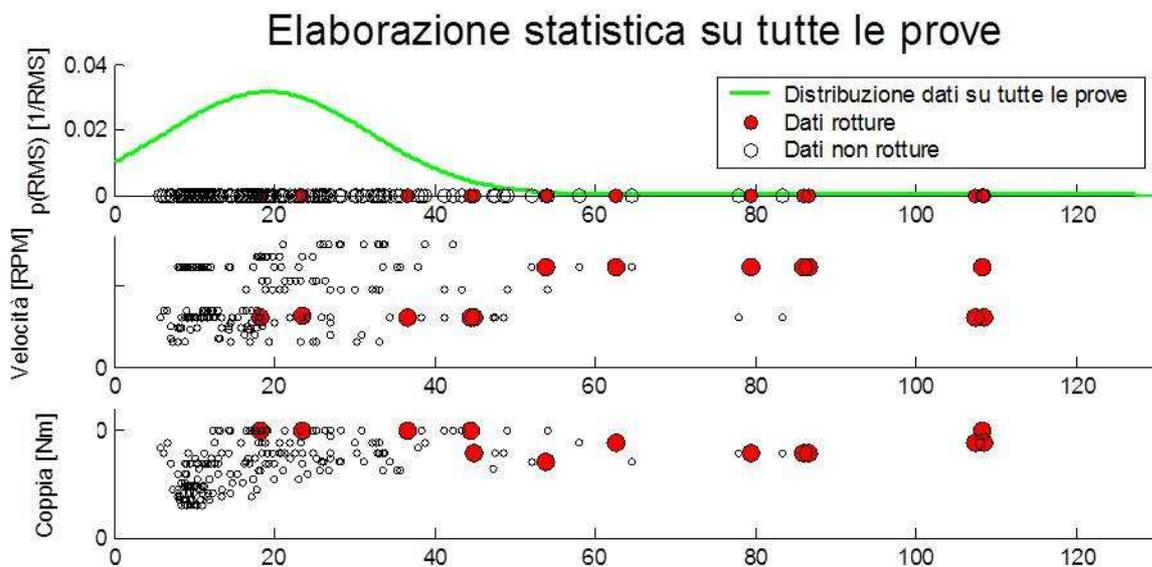


Figura 5: analisi dei dati su tutte le prove

2.4.1. Note sul danneggiamento e indicatori del rischio

Il fenomeno di innesco del danneggiamento da *scuffing* è favorito dalla combinazione di forti pressioni *hertziane* di contatto ed elevate velocità di strisciamento. In tali condizioni il calore sviluppato per attrito permette di raggiungere localmente temperature prossime alla temperatura di fusione del materiale. Le conseguenti microsaldature tra le superfici a contatto e le successive rotture a taglio del materiale saldato sono alla base del danneggiamento. Il rischio di danneggiamento da *scuffing* viene valutato attraverso il calcolo di indicatori di rischio. In Figura 6 si riporta il layout di calcolo degli indicatori *SP* e *SB*. Conviene

precisare che in accordo a quanto già detto sul meccanismo di danneggiamento, il calcolo degli indicatori di rischio viene fatto muovendo da considerazioni di carattere termico che coinvolgono una stima del coefficiente di attrito ed una caratterizzazione del regime di lubrificazione.

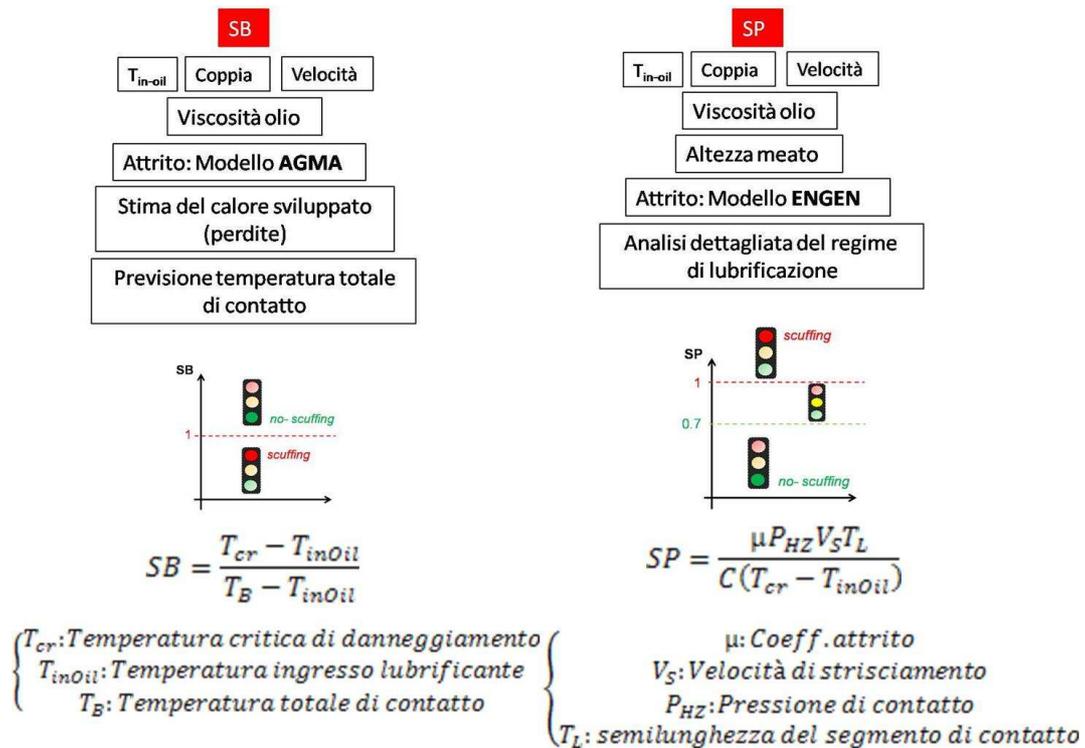


Figura 6: indicatori di rischio, lay-out di calcolo

Si precisa che *SP* indica un rischio di danneggiamento per valori superiori a 1, con una soglia di allarme intermedia pari a 0.7, mentre *SB* indica rischio di danneggiamento per valori inferiori a 1.

2.4.2. Modello per la valutazione della temperatura dei denti

Di particolare interesse, per la corretta valutazione del rischio, è la stima della temperatura del cuore del dente durante l'esercizio. A tale scopo, con riferimento al modello *AGMA*, si osserva infatti che il rischio di

danneggiamento da *scuffing* può essere valutato attraverso l'indicatore T_B (temperatura totale di contatto), espressa attraverso la relazione [13]

$$T_B = T_{bulk} + T_{flash}$$

Nella precedente espressione T_{bulk} rappresenta la temperatura del cuore del dente mentre T_{flash} è il massimo incremento di temperatura sul fianco attivo del dente e valutata in accordo allo standard *AGMA 925* [13].

Una misura sperimentale della temperatura del cuore del dente consentirebbe oltre che una stima più accurata del rischio di danneggiamento, anche una valutazione delle perdite di potenza dovute all'ingranamento. Si può osservare infatti che, almeno in prima approssimazione è possibile scrivere la temperatura di *bulk* (cuore del dente) come la somma della temperatura di ingresso del lubrificante e dell'incremento di temperatura dovuta alle perdite di potenza e valutabile in accordo a quanto riportato nel rif [14], come

$$T_{bulk} = T_{in} + \Delta T$$

L'incremento di temperatura ΔT dovuto alle perdite è valutabile attraverso la relazione

$$mC_t\Delta T = P$$

Con m pari alla portata di lubrificante e C_t pari alla capacità termica. Le perdite di potenza sono generalmente calcolate attraverso la relazione

$$P = P_{rolling} + P_{sliding} + P_{windage-pinion} + P_{windage-gear}$$

Si rimanda al rif [14] per ulteriori approfondimenti e si precisa che uno degli obiettivi principali dello studio è lo sviluppo e la realizzazione di un sistema di monitoraggio che consenta la misura della temperatura dei denti in esercizio.

2.5. Relazione tra danneggiamento e vibrazioni

In Figura 7 è riportata una analisi su tutti i dati. Nella figura vengono indicati, a partire dall'alto e sempre come funzioni di *RMS*:

- velocità *TA* (*Test Article*)
- coppia applicata
- indicatore di rischio *SP*
- indicatore di rischio *SB*

Si osservi che non solo i danneggiamenti avvengono preferenzialmente su due livelli di velocità, uno il doppio dell'altro, come già detto in precedenza, ma è anche evidente come per elevati valori di *RMS* si abbia danneggiamento per livelli di rischio modesti. Conviene sottolineare che in corrispondenza di bassi valori di *RMS* non si è registrato danneggiamento per valori di *SP* fino a 5

Dalle precedenti analisi risulta evidente come le *failure*, siano estremamente legate al comportamento vibratorio del banco, e come il rischio sia difficilmente prevedibile in condizioni di livelli vibratori elevati.

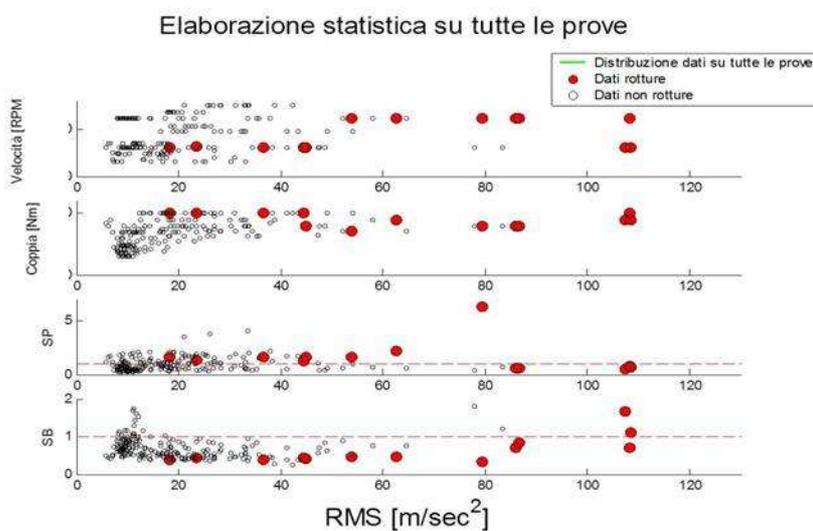


Figura 7 - elaborazione su tutti i dati di prova

2.6. Caratterizzazione sperimentale della risposta vibratoria

Allo scopo di caratterizzare in maniera più approfondita il comportamento vibratorio della trasmissione e per investigare i motivi che conducono a danneggiamento inaspettato, in corrispondenza di elevati livelli di

vibrazione associati al funzionamento, sono stati eseguiti numerosi test. Il comportamento dinamico del banco prova è stato analizzato tracciando le *waterfall* di vibrazione nelle varie condizioni provate ed effettuando una analisi spettrale sui segnali campionati. Le analisi sono state condotte per due tipologie di ingranaggi caratterizzati da un diverso numero di denti (*Z28 e Z80*). I risultati ottenuti sono stati successivamente confrontati con quanto osservato durante l'esecuzione dei *test* della campagna *scuffing*. L'analisi è stata ulteriormente arricchita mediante confronto con gli spettri elaborati a partire dai dati acquisiti durante l'esecuzione di *ping-test*.

2.6.1. TA Z28: rampe di velocità

I test sono stati eseguiti a coppia costante ed imponendo una accelerazione costante al banco. L'acquisizione è impostata senza *buffer* (acquisizione completa dei dati) e tutte le elaborazioni vengono condotte *off-line*.

Di particolare interesse è il risultato riportato in Figura 8

La rappresentazione adottata è nella forma di *color-map*, con velocità TA sull'asse delle ascisse e frequenza sull'asse delle ordinate. L'ampiezza di vibrazione è indicata dal colore. In una tale rappresentazione la *mesh* di ingranamento e le sue armoniche sono visibili come rette, crescenti linearmente con la velocità. Si osservi come risultano visibili sia la *mesh* che le sue armoniche. Si sottolinea inoltre la presenza di due regimi di velocità caratterizzati da vibrazioni ad ampio spettro ed elevati livelli di ampiezza. Tali regimi si collocano nell'intorno delle due velocità viste al 0

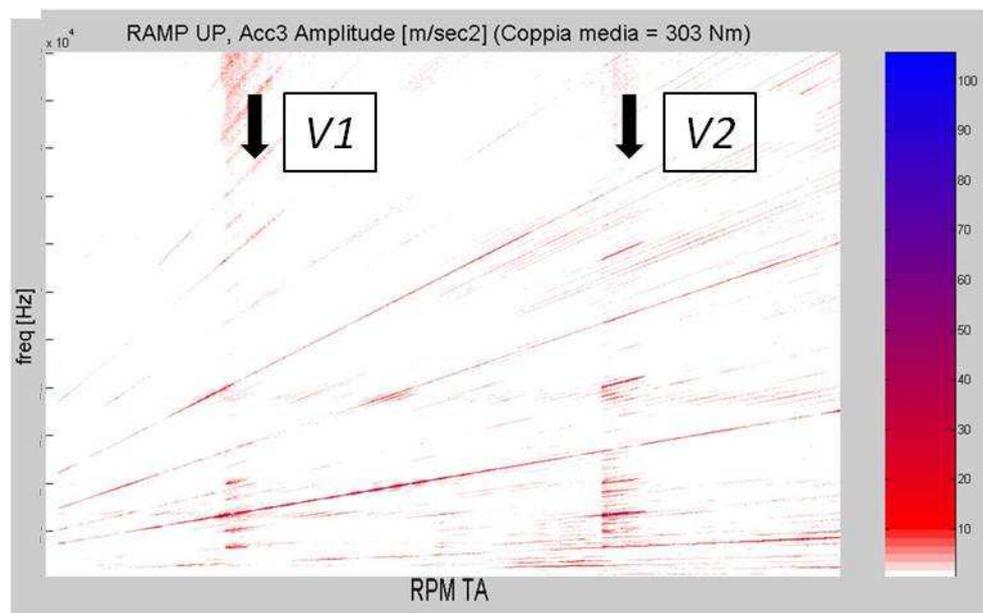


Figura 8: TA Z28, waterfall di vibrazione

Un dettaglio dell'analisi spettrale è riportato in Figura 9. In essa si nota come a velocità V1, l'ampiezza di vibrazione maggiormente significativa corrisponde, in termini di frequenza, alla *mesh* di ingranamento. In corrispondenza invece di V2, il contributo in frequenza maggiormente significativo si colloca su una frequenza pari a metà della *mesh*. Ciò suggerisce la presenza di una frequenza propria del banco *fn1* che viene eccitata dalla *mesh* a V1 e da una armonica (0,5 *mesh*) a V2.

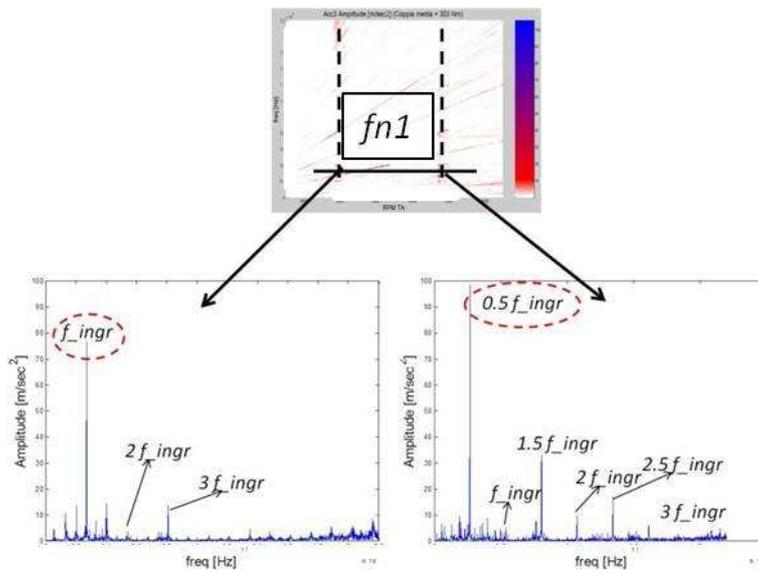


Figura 9: waterfall Z28, analisi spettrale

2.6.2. TA Z28: ping-test

I test, eseguiti a banco fermo, prevedono una acquisizione completa dei dati e la successiva elaborazione offline, con tracciamento degli spettri di Fourier dei segnali accelerometrici.

In Figura 10 è riportato lo spettro in una delle condizioni testate

In tale condizione l'accelerometro N°3 è posto nella direzione della forza tra i denti delle ruote in prova.

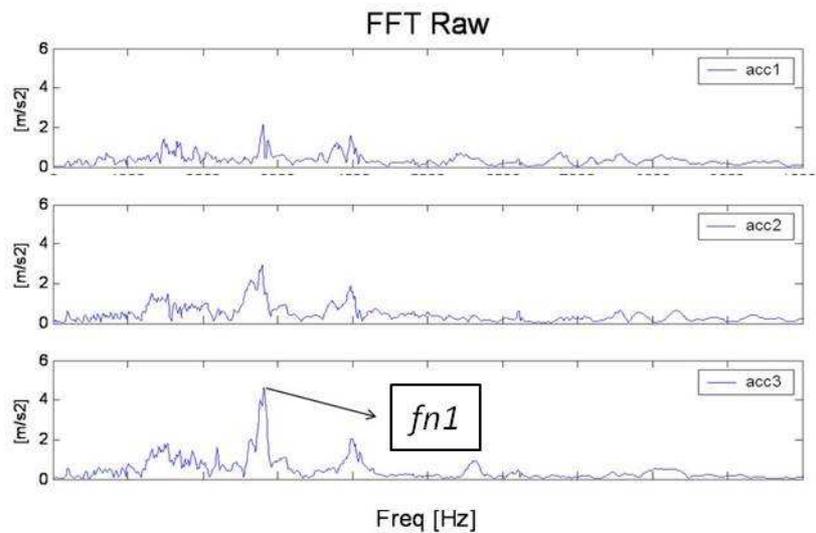


Figura 10: ping-test Z28, analisi spettrale

Si rileva la presenza di una eccitazione propria collocabile a frequenza fn . Conviene precisare che il risultato ottenuto è compatibile con quanto osservato durante le rampe di velocità. Un confronto tra i risultati dei *ping-test* e quanto invece osservato durante le rampe di velocità è riportato in Figura 11

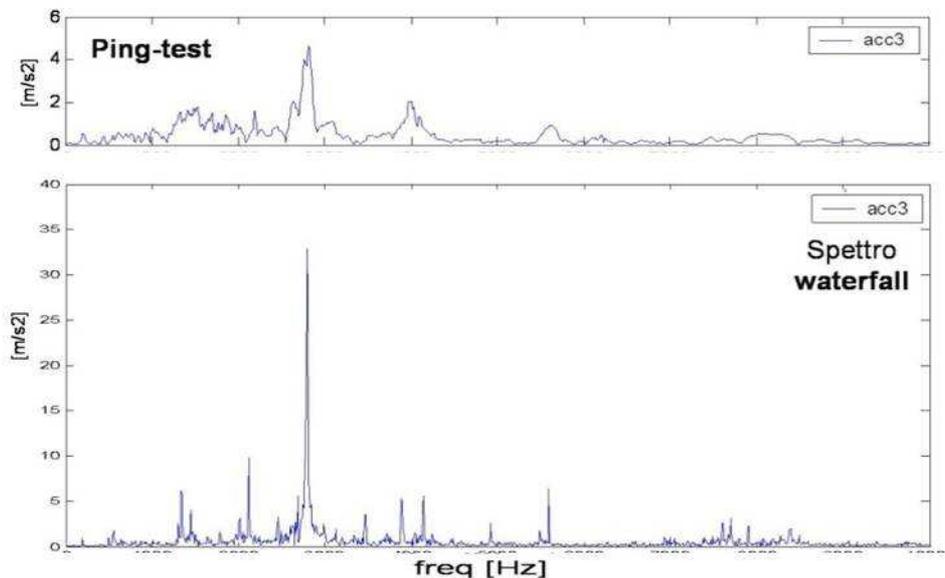


Figura 11: Z28 confronto ping-test, rampe di velocità

Quanto riportato è inoltre compatibile con l'analisi riportata al §0 sulla relazione esistente tra presenza del danneggiamento e livello globale di vibrazione. I danneggiamenti registrati sono strettamente legati al comportamento dinamico del banco prova.

2.6.3. TA Z80: rampe di velocità

Ulteriori conferme di natura sperimentale derivano dalla esecuzione di test condotti utilizzando una diversa tipologia di ruote in prova, allo scopo di alterare significativamente la cinematica dell'ingranamento. Particolarmente interessante è la *waterfall* di vibrazione elaborata sulle prove condotte con ruote aventi 80 denti (Z80 e $\alpha=22,5^\circ$).

Come si evince dalla Figura 12, anche in questo caso sono presenti due regimi di velocità caratterizzati da vibrazioni ad ampio spettro ed elevati livelli di ampiezza. Tali regimi si collocano nell'intorno delle velocità V3 e V4

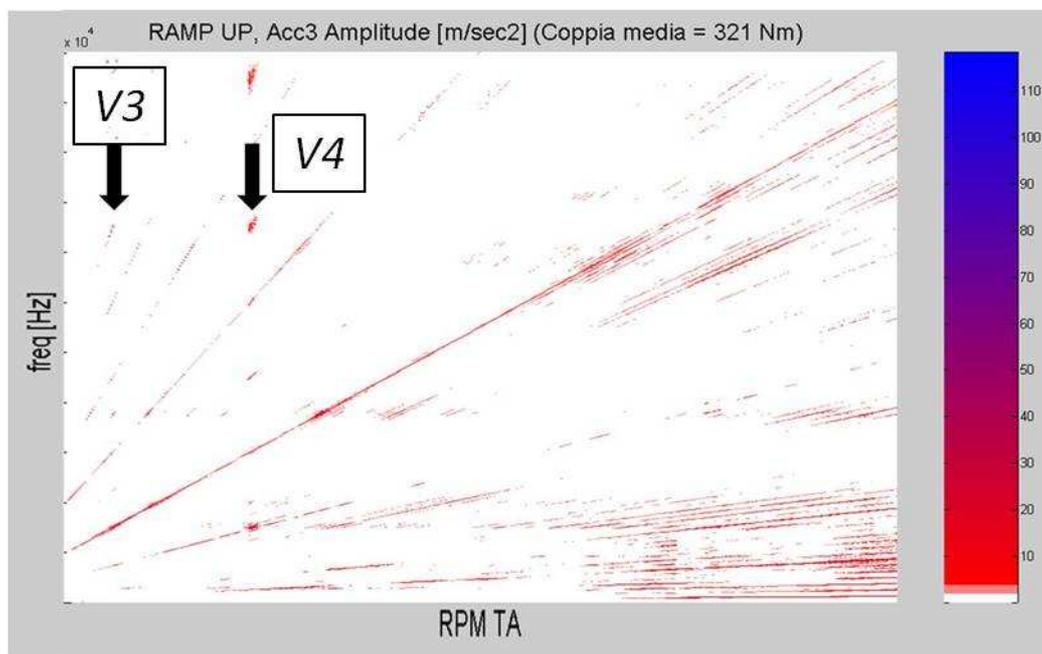


Figura 12: TA Z80, waterfall di vibrazione

L'analisi spettrale (Figura 13) mette in evidenza un fenomeno del tutto equivalente a quanto già visto nella Figura 9

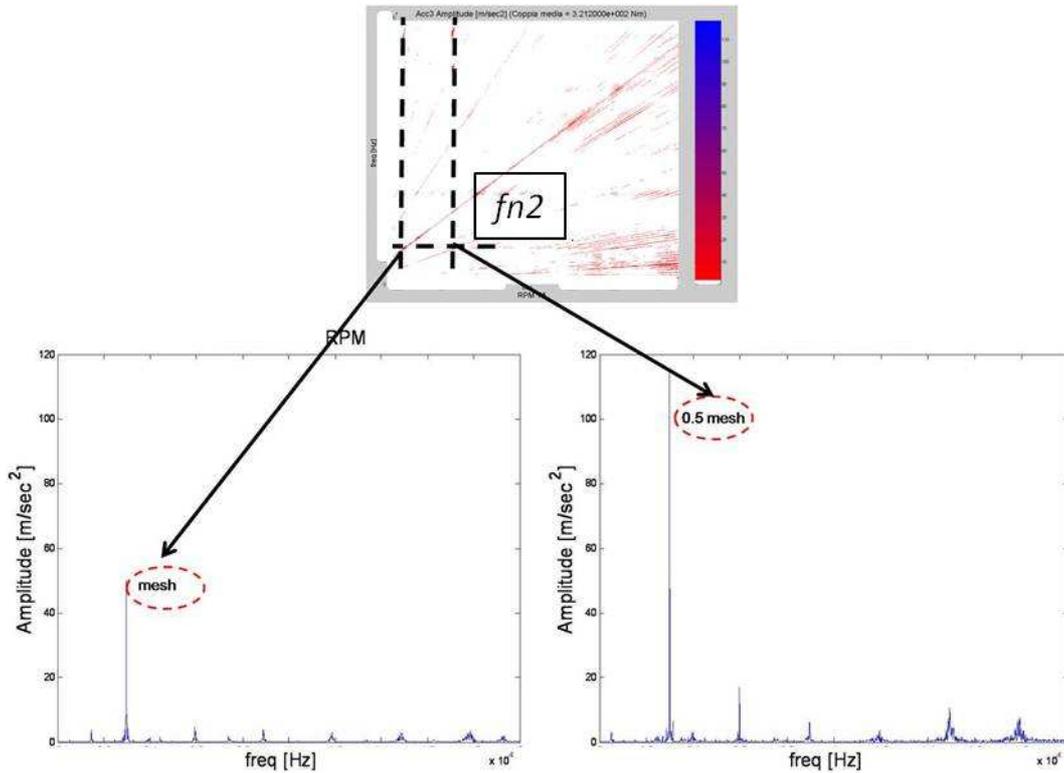


Figura 13: waterfall Z80, analisi spettrale

Conviene precisare infatti che le ruote Z80 modificano in maniera sostanziale la fonte di eccitazione dovuta alla mesh di ingranamento e alle sue armoniche. A parità di velocità di rotazione delle ruote in prova si può scrivere che

$$mesh_{Z28} = \frac{n_{alb}}{60} 28$$

$$mesh_{Z80} = \frac{n_{alb}}{60} 80$$

$$\frac{mesh_{Z28}}{mesh_{Z80}} = \frac{28}{80} = 0,35$$

Ciò indica che a parità di frequenza di risonanza del banco prova, le ruote Z80 dovrebbero eccitare tale frequenza ad una velocità pari circa a 1/3 della velocità alla quale viene eccitata la risonanza con le ruote Z28. In realtà però va considerato che l'utilizzo delle ruote Z80 modifica la dinamica del banco, poiché risulta modificata la rigidità dell'ingranamento delle ruote in prova. Ciò in realtà sposta la frequenza di risonanza del banco a valori leggermente più elevati (si vede analisi numerica al §2.7). Un confronto tra la

Figura 8 e la Figura 12, permette di concludere che siamo, nei due casi, in presenza del medesimo fenomeno che porta il banco a regimi particolarmente severi di vibrazione, a causa del fatto che la *mesh* (bassa velocità) e metà della *mesh* (alta velocità) eccitano una frequenza propria del banco. Quanto detto è particolarmente evidente nel confronto tra le *waterfall* (vedi Figura 14).

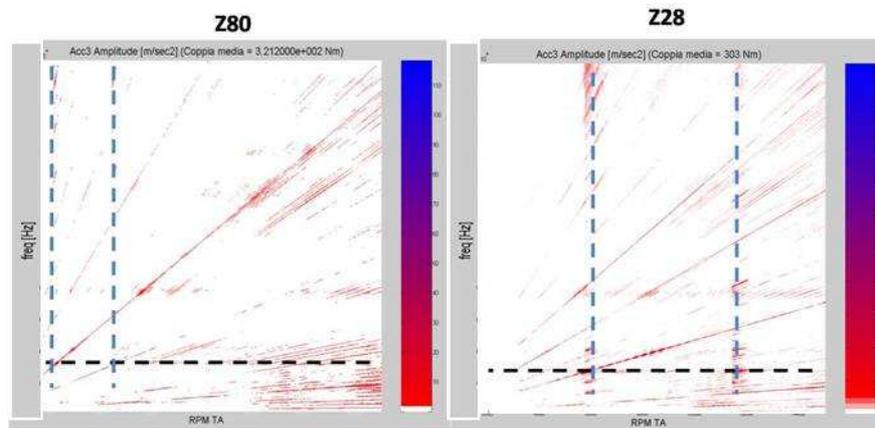


Figura 14: confronto tra le *waterfall* di vibrazione

Ancora più importante è sottolineare come le analisi condotte permettano di concludere che i danneggiamenti osservati sono dovuti alla dinamica del banco e che tale aspetto va tenuto nella dovuta considerazione al fine di comprendere la natura dei danneggiamenti osservati, la necessità di prevenirli e la possibilità di prevederne l'innesco con il dovuto anticipo.

2.7. Caratterizzazione numerica della dinamica torsionale

E' stata condotta una analisi numerica con modellazione del banco prova ingranaggi e delle ruote in prova al fine di confermare quanto osservato durante l'esecuzione dei test. Si è innanzitutto proceduto al calcolo del fattore dinamico K_v , secondo normativa *ISO 6336-B*. Successivamente è stato costruito un modello a parametri concentrati per descrivere la dinamica torsionale del sistema. I risultati principali ottenuti verranno sintetizzati nel presente paragrafo.

Il calcolo del fattore dinamico K_v mette in evidenza una velocità critica, limitatamente agli ingranaggi in prova, pari a circa *8000 rpm*, come riportato in Figura 15

$$K_v = \frac{F_{reale}}{F_{nom}} = \frac{F_{din} + F_{nom}}{F_{nom}}$$

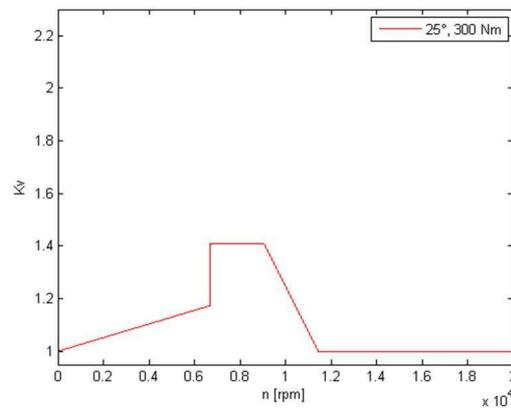


Figura 15: calcolo del fattore dinamico K_v in una condizione di prova

Il modello a parametri concentrati è stato invece costruito secondo quanto schematicamente riassunto in Figura 16

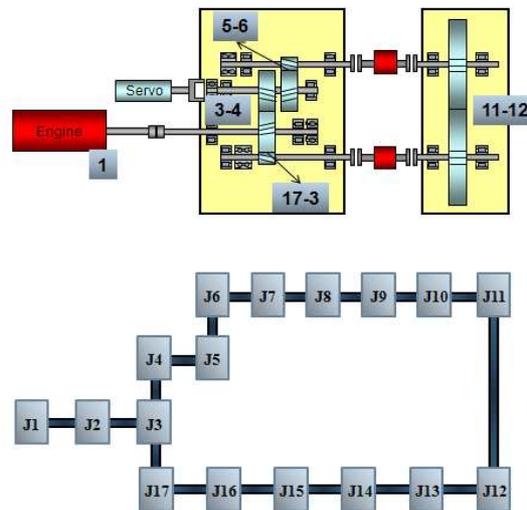


Figura 16: modello a parametri concentrati

Il modello prevede la schematizzazione del banco tramite 17 parametri. Inerzie e rigidzze del sistema sono state calcolate a disegno, ad eccezione delle rigidzze di ingranamento le quali sono state valutate secondo normativa e mediante l'utilizzo un *software* dedicato

Il calcolo dei modi propri ha messo in evidenza l'esistenza di una frequenza naturale fn/c sovrapponibile alla fn , con forma modale di vibrazione riportata in Figura 17. Si precisa che tale forma modale comporta il sovraccarico delle dentature delle ruote *test*

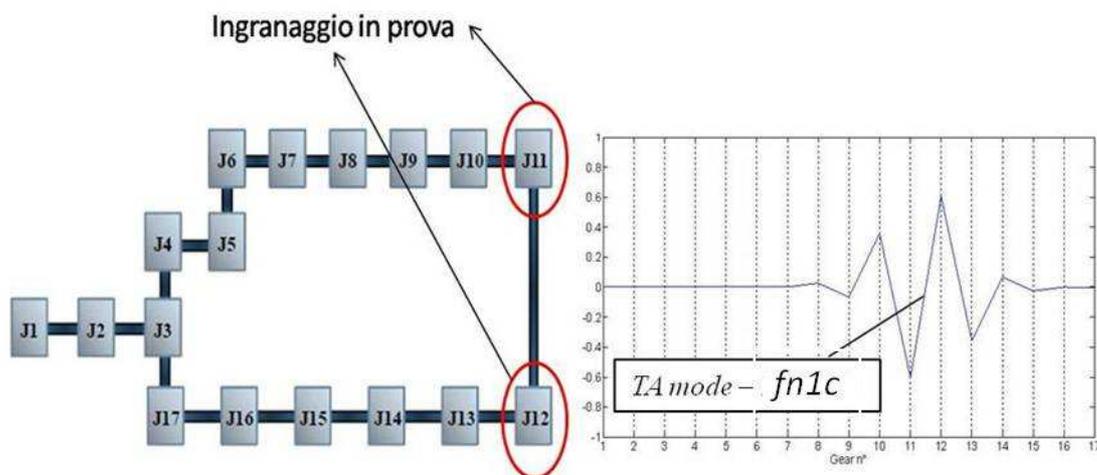


Figura 17: risultati modello a parametri concentrati, vibrazione delle ruote test (Z28) con sovraccarico sulle dentature

Lo stesso modello di valutazione è stato utilizzato per valutare come le frequenze naturali (torsionali) del banco vengono modificate dall'utilizzo di *test article Z80*. In tal caso infatti la variata rigidezza di ingranamento tra i parametri N°11 e N°12 modifica la dinamica del sistema, in modo particolare modifica la frequenza propria legata alla vibrazione degli stessi parametri. Il risultato è riportato in Figura 18, dalla quale si può apprezzare che non vi è modifica nella forma modale ma esclusivamente un aumento della frequenza propria. E' interessante osservare come la modellazione semplificata con 17 parametri permetta di cogliere l'essenza di quanto osservato durante l'esecuzione dei test.

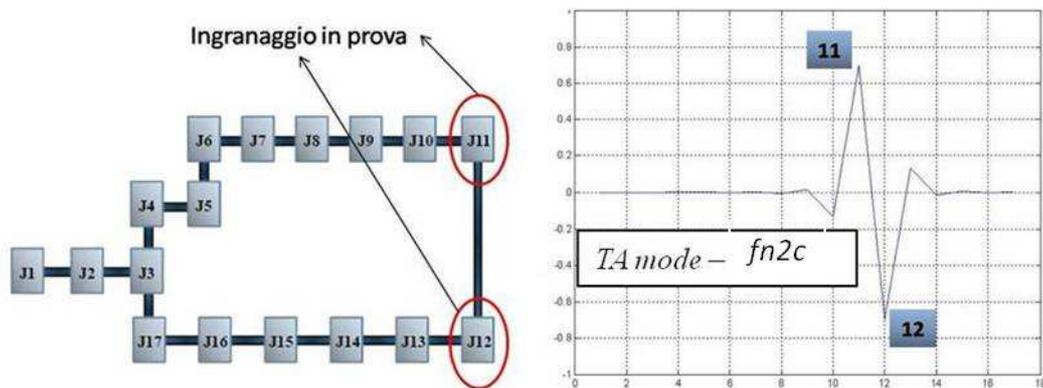


Figura 18: risultati modello a parametri concentrati, vibrazione delle ruote test (Z80) con sovraccarico sulle dentature

2.8. Progettazione di un sistema di monitoraggio on-board

Le osservazioni sperimentali e le successive analisi, come descritto nei precedenti paragrafi, impongono di porre l'attenzione sulle effettive condizioni di esercizio cui l'ingranaggio è soggetto. Proprio a tale scopo la parte fondamentale del lavoro di ricerca in oggetto ha previsto la progettazione di un sistema di monitoraggio che permetta la caratterizzazione sperimentale sia dei fenomeni di sovraccarico dinamico attraverso una misura delle deformazione a piede dente, sia una caratterizzazione delle temperatura di esercizio dei denti allo scopo di valutare più propriamente gli indicatori del rischio. Nella corrente letteratura scientifica non vi è una estensiva presenza di esperienze di misura del fattore dinamico K_v su ingranaggi funzionanti ad elevate velocità [16, 17, 18, 19]. Altrettanto poche sono le esperienze di misura della temperatura del cuore del dente [20, 21, 22]

2.8.1. Modifiche meccaniche

Il sistema di monitoraggio di deformazioni e temperature cui i denti sono soggetti in esercizio, prevede modifiche strutturali al banco prova. Nella Figura 19 si riportano un disegno di complessivo dell'albero della sezione test ed un esploso di montaggio. Il disegno prevede l'utilizzo di estensimetri a fondo dente (come specificato al §2.8.4), i vani per il passaggio dei cavi della strumentazione installata sulla ruota campione e l'utilizzo di *slip-ring* (trasmissione a contatti striscianti) per prelevare i segnali in uscita.

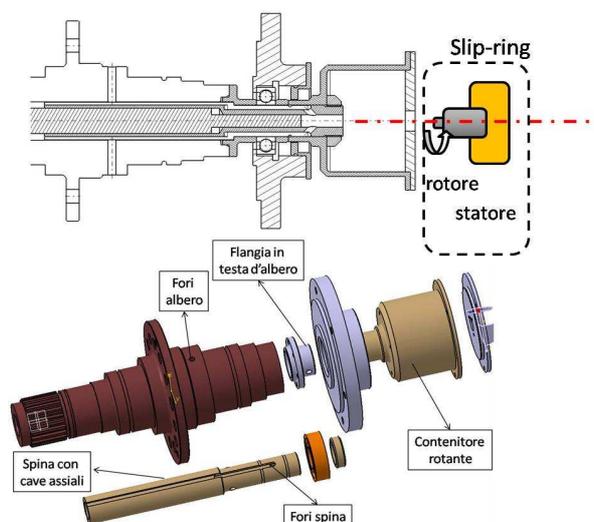


Figura 19 - disegno delle parti meccaniche

2.8.2. Misure della temperatura del cuore del dente

Il sistema di misura prevede l'impiego di una ruota strumentata con un sensore di temperatura. Non sussistono particolari esigenze legate al sistema di condizionamento e acquisizione del segnale, dal momento

che la misura non necessita di elevata risoluzione in frequenza. Sarà unicamente necessario disporre di una unità di condizionamento e amplificazione del segnale termometrico.

Per la misura una delle ruote in prova è strumentata con termocoppia di tipo k annegata nel cuore del dente e mantenuta in posizione da una piastrina di bloccaggio (Figura 20).

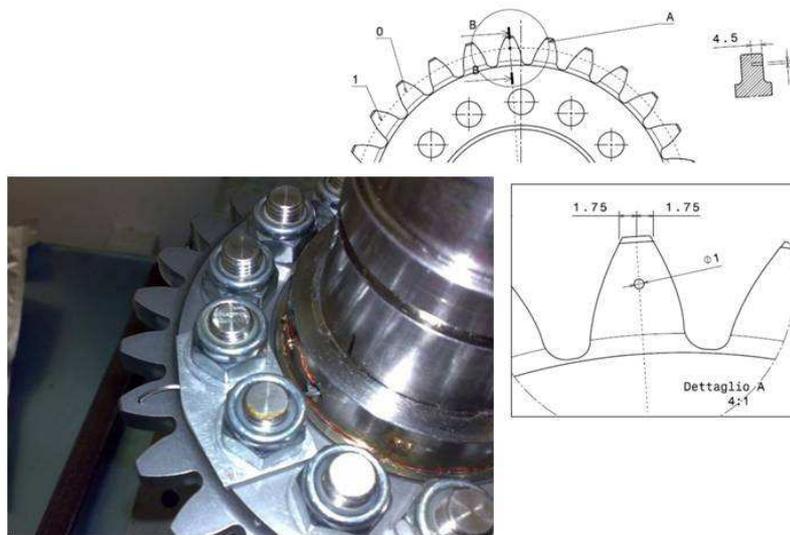


Figura 20 - ruota strumentata con sensore di temperatura

2.8.3. Misure di deformazione

Si prevede che una delle due ruote in prova sarà strumentata con estensimetri applicati a piede dente al fine di monitorare lo stato di deformazione in tale punto. La collocazione del sensore (o dei sensori) e le prestazioni del sistema monitoraggio devono permettere la misura di deformazione in corrispondenza di N punti interni all'arco di ingranamento di un singolo dente. La banda passante minima richiesta al sistema di misura della deformazione, in funzione del numero di denti, della velocità angolare della ruota e del numero N di misure richieste, è data da:

$$BP_{MIN} = \frac{n_{alb} Z N}{60}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} n_{alb} = \text{velocità rotazione albero [rpm]} \\ Z = \text{numero di denti} \\ N = \text{numero di misure interne all'arco di ingranamento} \end{array} \right.$$

La banda passante di sistema è comunque condizionata dalle prestazioni degli amplificatori eventualmente necessari. In Tabella 3 sono riportate le prestazioni di due grosse famiglie di amplificatori operazionali. Conviene precisare che all'aumento del coefficiente di amplificazione necessario per i segnali (guadagno), diminuisce la banda passante offerta dal sistema.

Tabella 3 - prestazioni amplificatori operazionali

Amplificatori operazionali		
Denominazione	Guadagno	Banda passante [kHz]
A1 (es. I129)	1000	8
A2 (es. I141)	100	100

Le prestazioni del sistema di prova in termini di numero massimo di punti per una singola mesh di ingranamento è riportato nella Figura 21 per le due diverse famiglie di amplificatori utilizzati. (La valutazione è stata condotta su ingranaggi Z28)

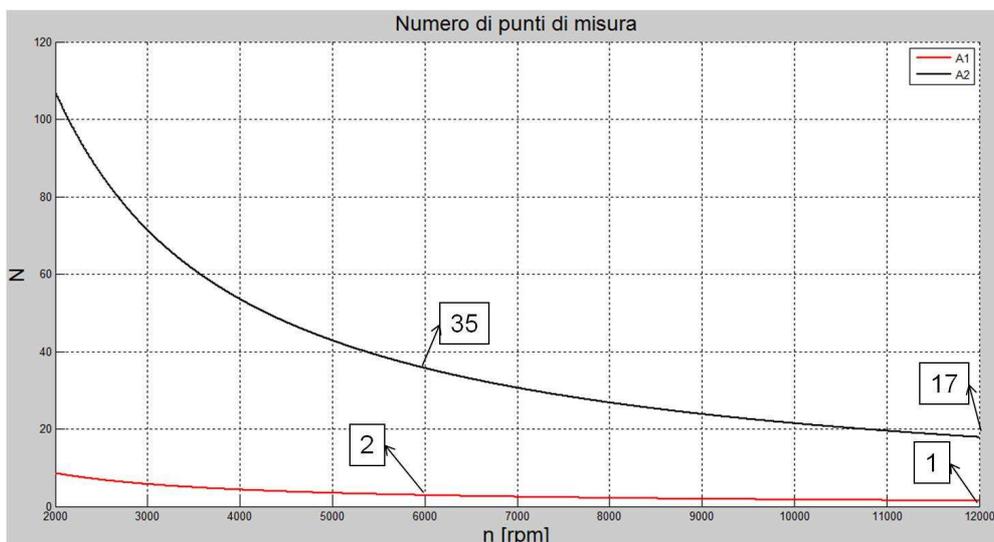


Figura 21 - numero massimo di punti di misura in funzione della velocità angolare della ruota (n alb) e del numero di denti (Z).

Si osservi come la necessità di elevati guadagni non sempre è ben conciliabile con la risoluzione delle misure in termini di numero di punti per singolo arco di ingranamento: coefficienti di guadagno superiori a 100 comportano la misura in corrispondenza di un singolo campione per arco di ingranamento.

2.8.4. Simulazione dei segnali attesi

Il segnale di misura atteso viene elaborato a partire dalla forza che agisce sul dente durante un arco di ingranamento come funzione dell'angolo di roll (Figura 22). Questa viene calcolata tenendo conto delle condizioni di contatto: micro geometria e modifica di profilo in testa dente.



Figura 22 - Forza sul dente come funzione dell roll angle (carico massimo 500 Nm)

Il dente è schematizzato come un *taper* sul quale agisce la forza precedentemente calcolata (Figura 23). Tale modellazione è ottenuta schematizzando il dente in modo simmetrico e ritenendo significativi i soli contributi flessionali. La tensione a base dente viene pertanto valutata a partire dalla sola conoscenza del momento flettente senza tenere in considerazione gli effetti di concentrazione delle tensioni e gli effetti del carico radiale che genera una tensione di compressione

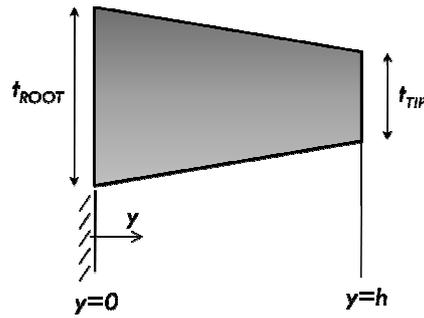


Figura 23 - schematizzazione del dente

Lo stato di deformazione e di tensione a base dente è riportato in Figura 24

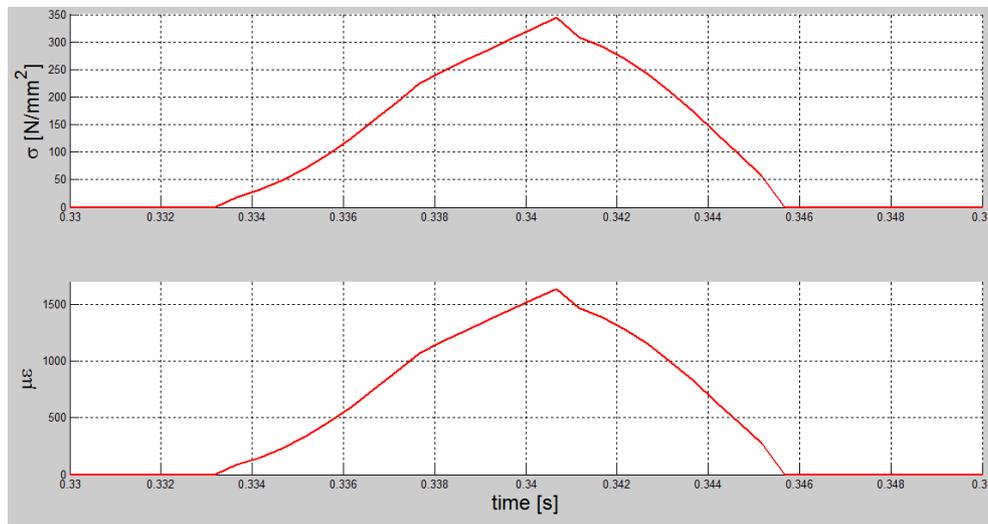


Figura 24 - deformazione a base dente

Nonostante l'aver trascurato gli effetti di concentrazione dovuti al raccordo a fondo dente, i livelli di tensione e deformazione sono comunque elevati e assolutamente compatibili con una misura estensimetrica. Si ipotizza di strumentare il dente come genericamente indicato in Figura 25. In tal modo vengono massimizzati gli effetti flessionali sul ponte e viene inoltre massimizzata la tensione di uscita. Il fattore di ponte è infatti pari a 4

$$\frac{V_{out}}{V_0} = \frac{S_A}{4} 4 \varepsilon$$

$$\left\{ \begin{array}{l} S_A: \text{Sensibilità dell'estensimetro} \\ V_{out}: \text{Tensione di uscita} \\ V_0: \text{Tensione di alimentazione} \\ \varepsilon: \text{deformazione} \end{array} \right.$$

Se si impone una tensione di alimentazione di 5V ed una sensibilità dell'estensimetro S_A pari a 2, Il segnale di misura è come quello indicato in Figura 26

$$S_A = \frac{\Delta R/R}{\varepsilon} = 2$$

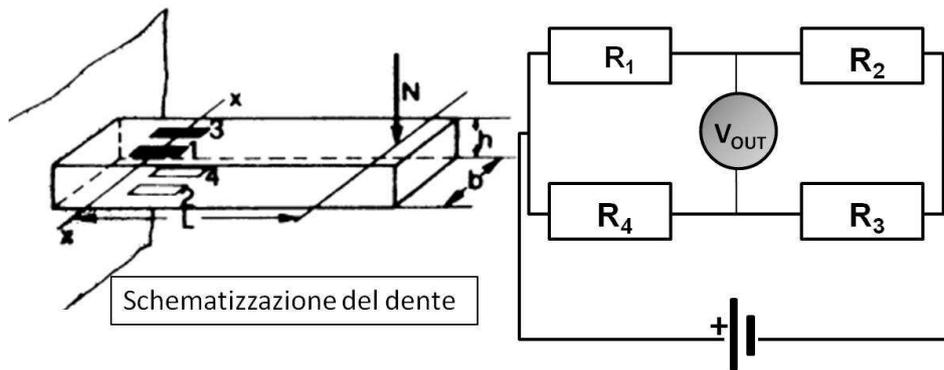


Figura 25 - schema di strumentazione

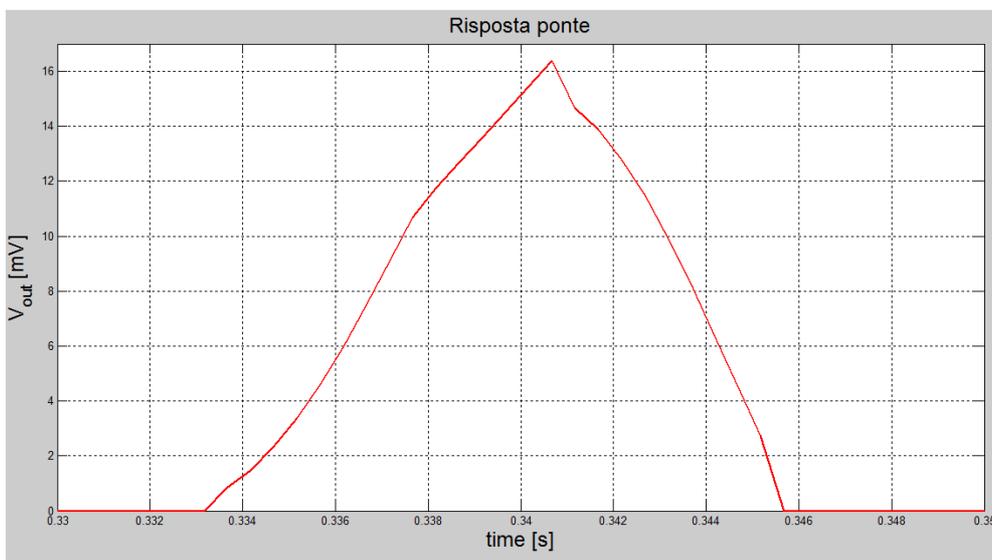


Figura 26 - segnale di misura

Tale segnale non sarebbe utilizzabile a causa del rumore generato nel sistema di trasmissione a terra dei dati. I contatti striscianti (*slip-ring*) introducono infatti un rumore che dipende dalla velocità di rotazione e che è mediamente valutabile come un segnale oscillante ad ampiezza non inferiore a 50 mV. Il segnale deve pertanto necessariamente essere amplificato a bordo. Nella Figura 27 viene indicata l'ampiezza del segnale di misura in funzione della coppia applicata e parametrizzata con diversi coefficienti di guadagno. La figura

mostra come un guadagno di 100 può essere sufficiente per l'esecuzione delle misure, salvo che per misure di deformazioni a carichi molto bassi (50Nm circa) e comunque al di fuori delle condizioni di esercizio di interesse.

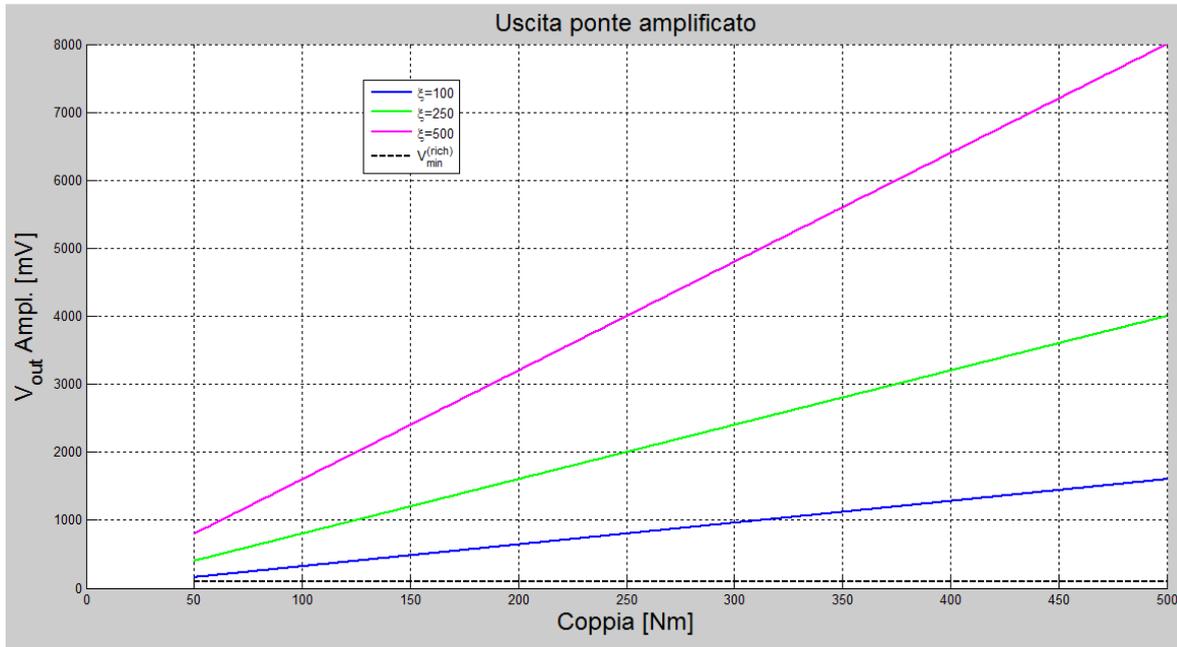


Figura 27 - segnale di misura amplificato

2.8.5. Condizionamento e amplificazione dei segnali a bordo

Come visto in precedenza, i segnali estensimetrici possono avere ampiezze molto basse. L'utilizzo di un componente a contatti striscianti per la trasmissione dei segnali ed il rumore elettrico derivante dal suo funzionamento impongono l'impiego di una elettronica di bordo di amplificazione. La misura termometrica inoltre necessita di essere condizionata e amplificata prima del passaggio dai contatti dello *slip-ring*. Il sistema deve necessariamente prevedere l'utilizzo di una elettronica di bordo per:

- condizionare il segnale di temperatura;
- amplificare il segnale estensimetrico;
- stabilizzare i segnali di alimentazione.

La stabilizzazione delle alimentazioni è necessaria per minimizzare le fluttuazioni introdotte attraverso i contatti striscianti.

Il layout generale per la strumentazione è quello rappresentato in Figura 28

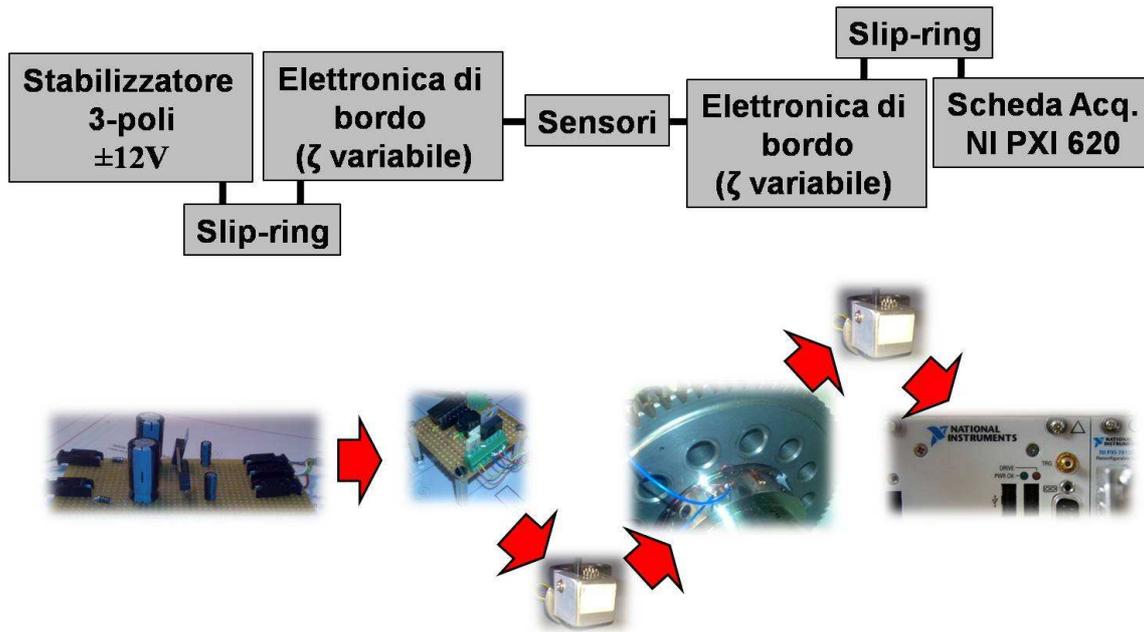


Figura 28 - schema strumentazione di trasmissione, condizionamento, acquisizione segnali e alimentazione sensori

Il disegno della scheda di condizionamento è riportato in Figura 29. Questa è costituita da:

- una unità modulare per installazione amplificatore operazionale
 - Guadagno 100, banda 100KHz (valori massimi consentiti)
- una unità per condizionamento termocoppia
 - impedenza di uscita 10 mV/°C
- unità di stabilizzazione a condensatori per le tensione di alimentazione dell'amplificatore operazionale ($\pm 12V$)
- unità integrata di stabilizzazione per tensione di alimentazione ponti di *Wheatstone* (5V)

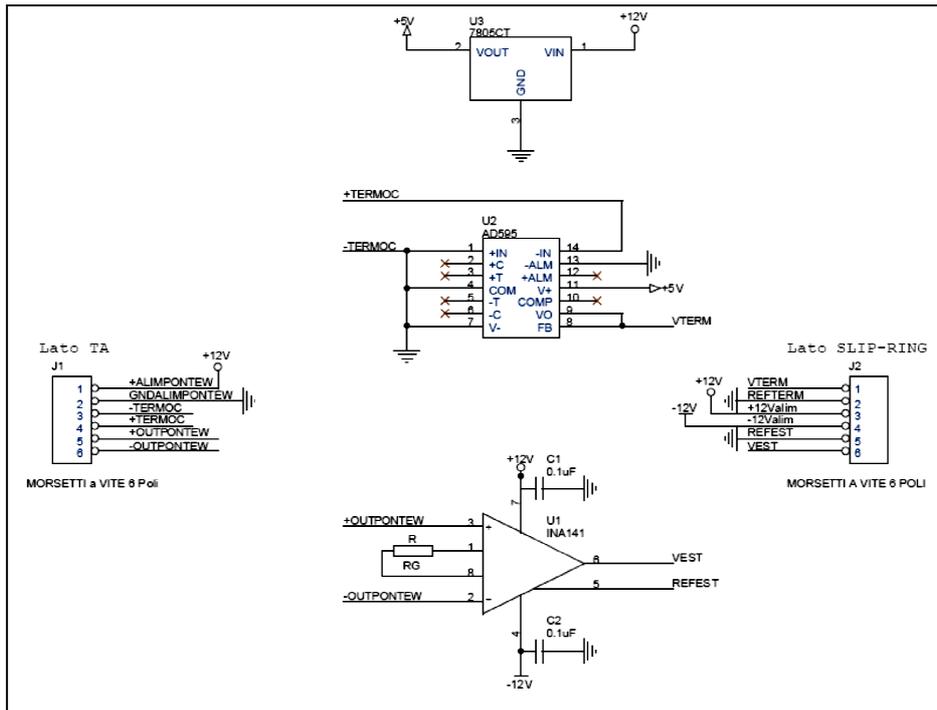


Figura 29 - schema elettronica di bordo

2.8.6. Realizzazione del sistema di monitoraggio

In Figura 30 vengono riportate le immagini dei particolari meccanici realizzati. Un contenitore, rotante con l'albero, è utilizzato per l'alloggiamento della elettronica di bordo.



Figura 30 - particolari meccanici

Come riassunto nel §0 il sistema è stato collaudato anche per le misure di deformazione. In questo caso, in attesa della strumentazione mediante estensimetri del fondo del dente, è stato strumentato l'albero porta ruota (Figura 31)



Figura 31 - strumentazione albero mediante estensimetri

Alcune delle fasi di montaggio sono documentate in Figura 32



Figura 32 - fasi di montaggio

2.9. Esecuzione delle prove

Il sistema di monitoraggio è stato utilizzato per l'esecuzione di prove al fine di misurare le temperatura dei denti in esercizio. Ciò ha consentito una verifica ed una taratura del modello riportato al §2.4.2. Come documentato nei successivi paragrafi il sistema di monitoraggio è stato inoltre utilizzato per l'esecuzione delle prove di collaudo di misura deformazione. In questo caso è stato strumentato con estensimetri uno degli alberi della trasmissione ed è stata misurata la deformazione torsionale. Conviene precisare che tali prove di collaudo si sono rese necessarie per la verifica del sistema realizzato, e che hanno avuto come esito una nuova sperimentazione con esecuzione di prove specifiche per il monitoraggio dello stato di tensione a base dente. Il progetto di ricerca, in collaborazione con *Avio Propulsione Aerospaziale* e *AMTesting*, è attualmente nella fase di acquisizione degli ingranaggi strumentati

2.9.1. Misure di temperatura

Il sistema di monitoraggio è stato utilizzato al fine di rendere disponibili le misure di temperatura di bulk in diverse condizioni di funzionamento [8, 9, 10]. Sono state pianificate 9 prove sperimentali, al variare delle seguenti variabili:

- Angolo di pressione (PA)
- Temperatura mandata olio lubrificante (T_{oil})
- Portata lubrificante (Q_{oil})
- Velocità di rotazione delle ruote dentate in prova (V)
- Coppia applicata (C)
- Velocità del getto di lubrificante (V_j)

In Figura 33 è riportato un tracciato di dati acquisito durante uno dei test. E' facile osservare come all'aumentare della coppia applicata (*manner*, traccia nera), si registra un aumento della temperatura del cuore del dente (traccia azzurra), e un analogo aumento della temperatura *out of mesh*. Tutti i dati acquisiti hanno permesso una taratura su base sperimentale del modello riportato al §2.4.2. Il modello è stato tarato introducendo una legge di variazione lineare in grado di scalare l'andamento originale della temperatura di bulk senza introdurre distorsioni

$$\Delta T_{tar} = a \Delta T_{th} + b Q + c T$$

$$\left\{ \begin{array}{l} T_{tar}: \text{Temperatura tarata} \\ Q: \text{Portata} \\ T_{Th}: \text{Temperatura teorica prevista dal modello} \\ T: \text{Temperatura misurata} \end{array} \right.$$

Nelle successive figure è riportato l'andamento della temperatura del cuore del dente così come valutata dal modello teorico tarato e confrontato con gli esiti delle misure (Alcuni dei dati numerici sono stati omessi per ragioni di riservatezza).

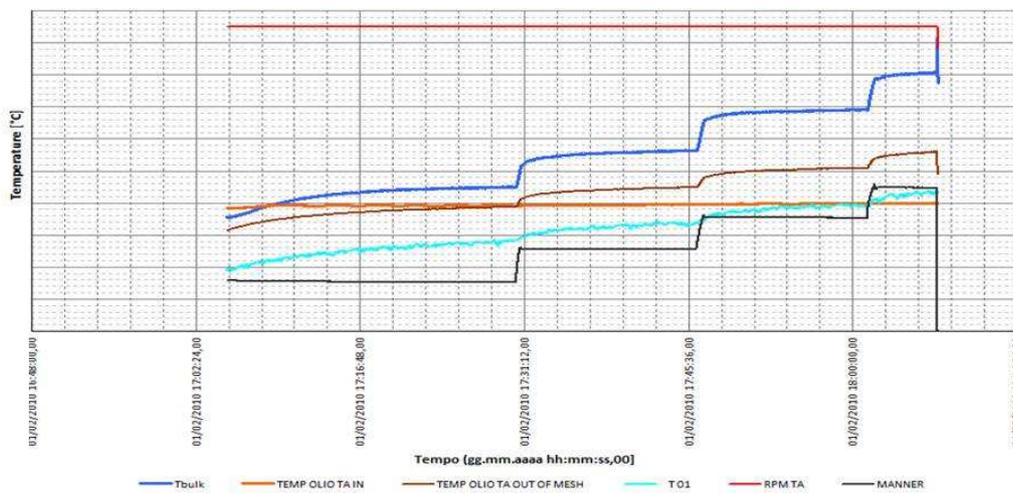


Figura 33 - prova F1, dati acquisiti (T_{bulk} , $T_{out\ of\ mesh}$, T_{carter})

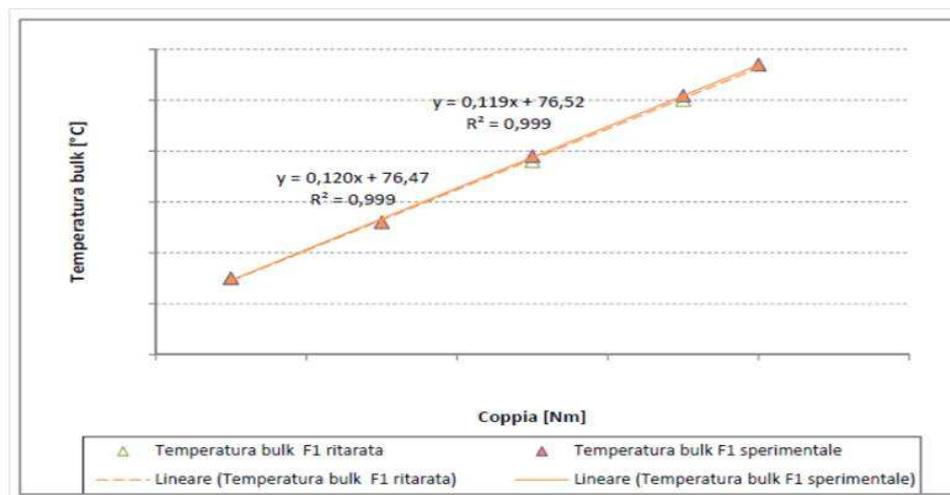


Figura 34 - andamento della temperatura bulk sperimentale e tarata, come funzione della coppia per la prova F1

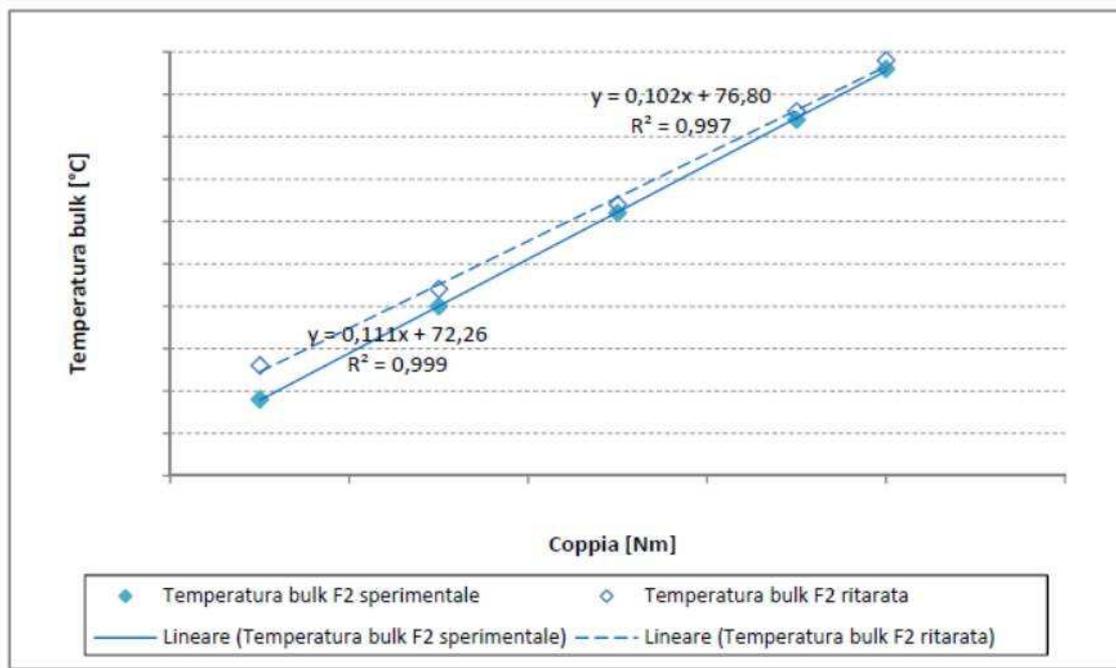


Figura 35 - andamento della temperatura bulk sperimentale e tarato, come funzione della coppia per la prova F2

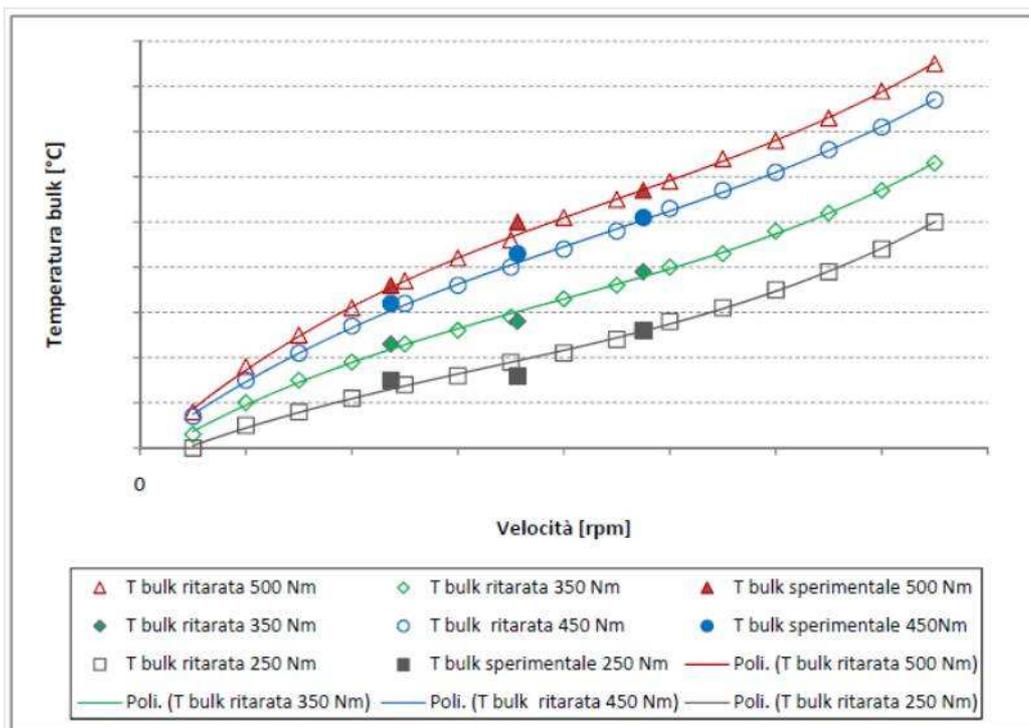


Figura 36 - andamento della temperatura bulk sperimentale e tarato come funzione della velocità

2.9.2. Misure di deformazione

Non essendo disponibili ruote strumentate con estensimetri a piede dente, al fine di poter verificare il corretto funzionamento del sistema di acquisizione del segnale estensimetrico, si è scelto di strumentare uno degli alberi test con quattro estensimetri disposti come indicato in Figura 37. Vengono utilizzati estensimetri monoassiali con direzione di misura parallela all'asse di rotazione dell'albero. Viene in tal modo monitorata la deformazione dell'albero dovuta alla flessione rotante, mediante ponte di *Wheatstone* completo.

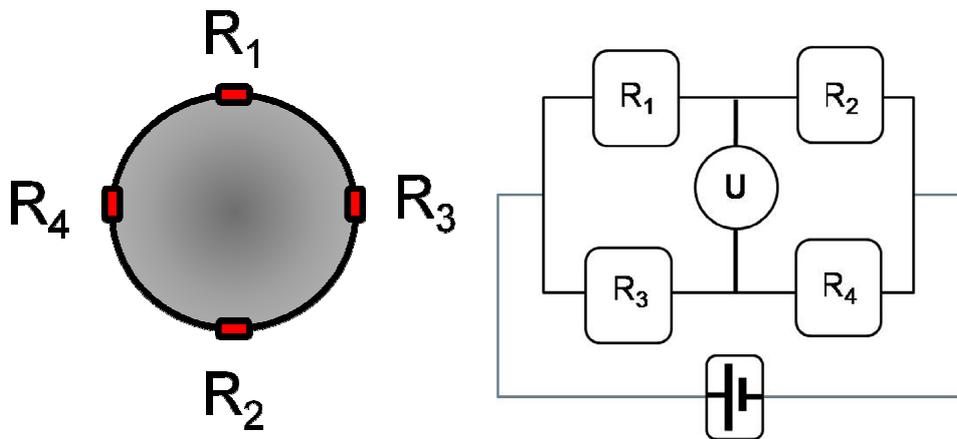


Figura 37 - ponte di *Wheatstone* completo sull'albero test

Gli estensimetri utilizzati hanno un fattore di guadagno pari a 2:

$$G = \frac{\Delta R/R}{\varepsilon} = 2$$

In Figura 38 sono riportati i risultati di una simulazione del segnale estensimetrico previsto.

- Carico applicato pari a $170Nm$ sull'ingranaggio test
- linearizzazione della deformazione flessionale dell'albero (come funzione dell'angolo di rotazione)
- guadagno sull'estensimetro $G=2$
- guadagno sull'elettronica di bordo $G=227.04$
- alimentazione sul ponte di *wheatstone* pari a $12V$
-

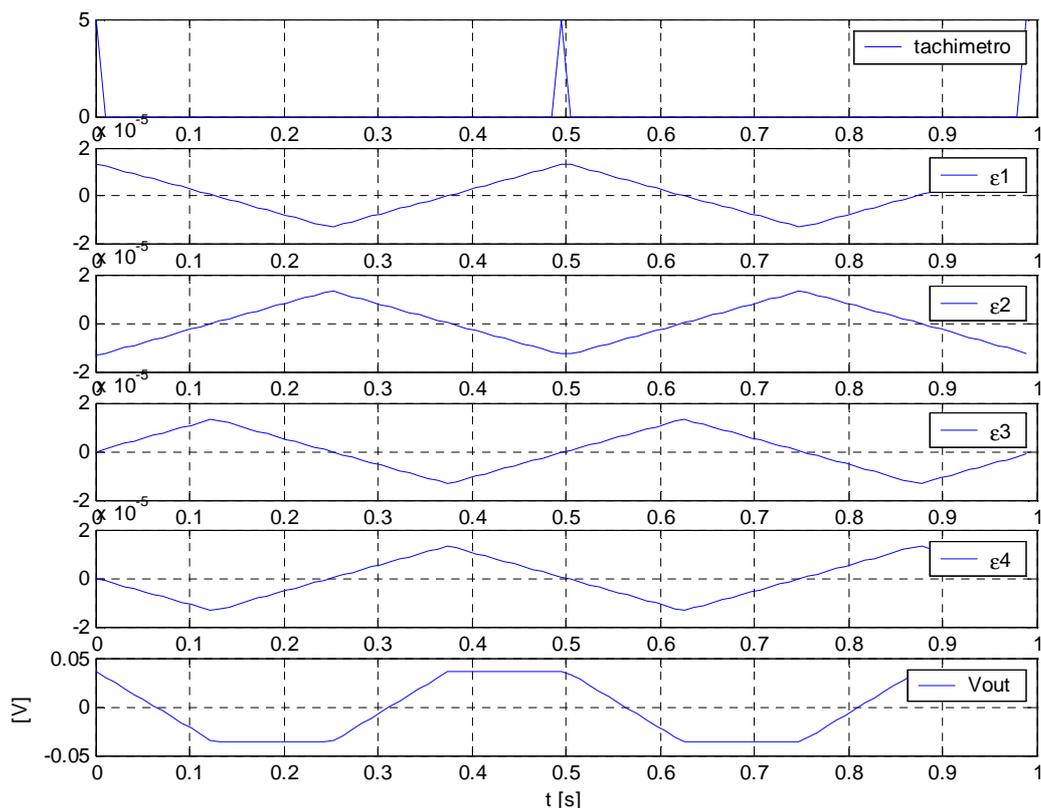


Figura 38 - simulazione dei segnali attesi per misura deformazione sull'albero test

In Figura 39 vengono riportati due esempi di segnali acquisiti. Le oscillazioni hanno, come atteso, la frequenza di rotazione dell'albero e ampiezza comparabile con quella prevista nelle simulazioni. Il segnale risulta essere estremamente rumoroso, sicuramente a causa del fatto che la deformazione misurata è di bassa intensità, ma anche a causa del rumore introdotto dai contatti striscianti

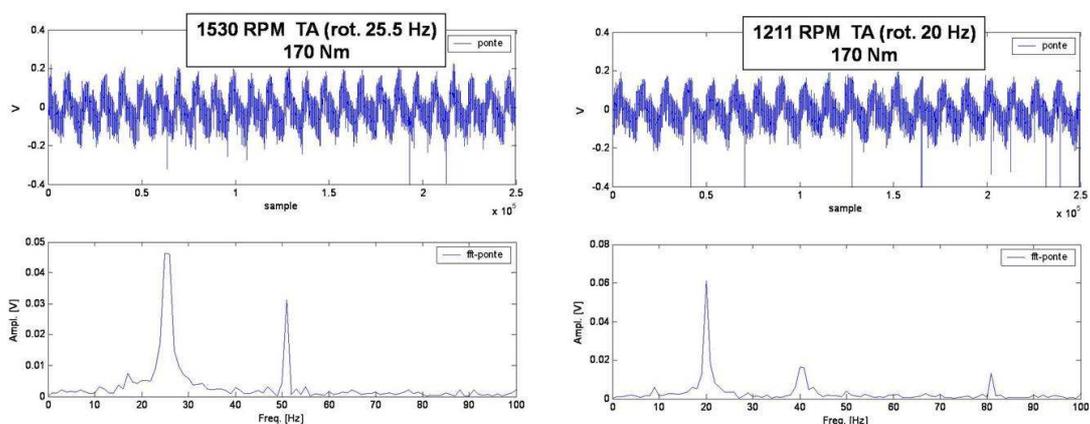


Figura 39 - esempi di acquisizione segnali estensimetri

2.10.Sviluppo del sistema di monitoraggio

Le prove effettuate hanno messo in evidenza problematiche relative al rumore elettrico presente sul segnale di uscita, soprattutto per quanto concerne le misure di deformazione. Il rumore è

essenzialmente dovuto alla presenza del sistema a contatti striscianti per la trasmissione a terra dei dati. Il sistema di monitoraggio ha subito pertanto una fase di sviluppo tesa al miglioramento degli aspetti relativi alla rumorosità delle misure. Si è deciso di sostituire il sistema di trasmissione dati (slip-ring) e di modificare l'architettura hardware, procedendo con l'utilizzo di una elettronica di bordo più robusta. Il nuovo sistema prevede di eliminare la trasmissione a terra dei dati, di condizionare sempre a bordo i segnali, ma di memorizzare i dati su una unità di memoria a bordo. Ciò consente l'eliminazione dei contatti striscianti. Uno schema dei cablaggi è riportato in Figura 40: un *pick-up* ad effetto *hall* legge il passaggio dei denti e fornisce un'onda quadre utile per la ricostruzione della posizione angolare della ruota (il sensore consente una risoluzione di 100.000 punti al secondo). Una elettronica di bordo ad elevata frequenza consente di condizionare il segnale di deformazione e di memorizzare i dati di prova (per un intervallo massimo di 10 secondi). Un sistema con tecnologia *wireless*, consente il *download* dei dati di prova registrati direttamente su pc, senza necessità di smontare la sezione test. Sia l'inizio della acquisizione che la fase di *download* dei dati sono azionate con un *trigger* esterno da operatore (anch'esso *wireless*). I dati caratteristici della elettronica di bordo sono riportati in Tabella 4

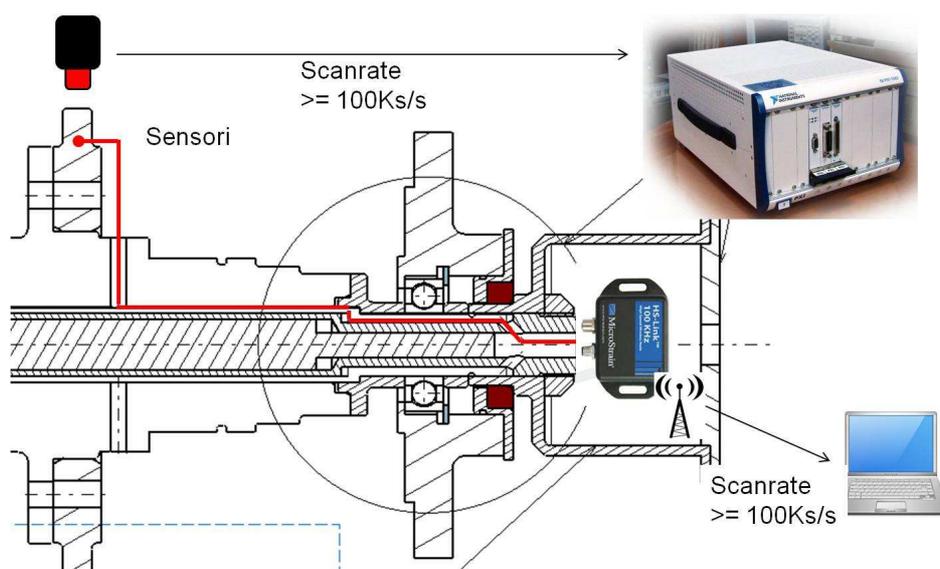


Figura 40 - schema di cablaggi

Tabella 4 - caratteristiche elettronica di bordo

Input	VC 0-3V
Amplificazione – guadagno	20-2560 programmabile
Sistema di trasmissione	Sequenza a spettro diretto 2.4 GHz, potenza radiata 1mW
Protocollo di trasmissione	Wireless IEEE 802.15.4
Risoluzione convertitore A/D	16 bit
Banda massima	100 KHz
Capacità di memoria	2 MB (10 secondi alla massima frequenza)

Il sistema in questa configurazione deve consentire l'installazione a bordo sia dell'elettronica che delle batterie di alimentazione. L'unità comprende un sistema integrato per la stabilizzazione del segnale di alimentazione al ponte estensimetrico. Uno schema del montaggio è riportato in *Figura 41*. Il disegno è realizzato ottimizzando la distribuzione dei pesi e assicurando un ancoraggio robusto all'elettronica. Il doppio fermo in alluminio, permette il bloccaggio assiale e radiale dell'elettronica e 4 spine ne assicurano il bloccaggio alla rotazione relativa con il bicchiere di alloggiamento.

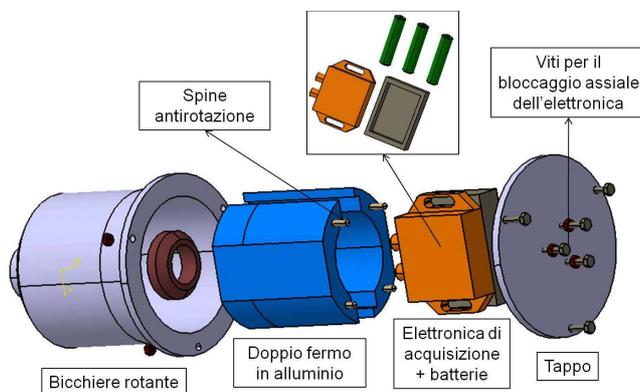


Figura 41 - alloggiamento elettronico di bordo

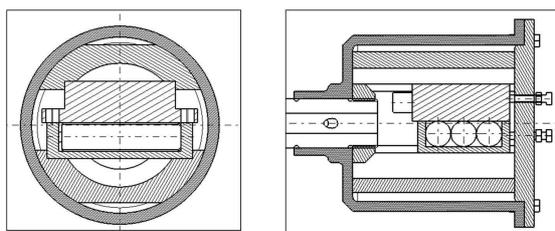


Figura 42 - sezione di montaggio

2.11. Conclusioni

Una campagna sperimentale per la caratterizzazione del danneggiamento da scuffing per ingranaggi cilindrici ha offerto la possibilità di verificare e approfondire il legame esistente tra l'innescò del danneggiamento ed il comportamento vibratorio delle macchine su cui questi funzionano. Di particolare interesse è la constatazione dell'insorgere del danno in condizioni di funzionamento prossime a risonanze di sistema anche ove i più utilizzati indici di caratterizzazione del rischio risultano poco affidabili. Un nuovo sistema di monitoraggio delle condizioni di funzionamento in regimi dinamicamente disturbati è stato progettato e realizzato. Il sistema è stato utilizzato durante prove dedicate al fine di migliorare le capacità previsionali del rischio. Misure di temperatura del corpo del dente durante il funzionamento in diverse condizioni di esercizio, sono state eseguite ed hanno permesso la taratura di un modello per la previsione del rischio di danneggiamento da scuffing. Il sistema è stato inoltre utilizzato durante prove di messa a punto per la caratterizzazione della deformazione a base dente durante l'esercizio. Il nuovo sistema di monitoraggio può essere utilizzato per l'esecuzione di prove dedicate alla caratterizzazione del fattore dinamico K_v . Ingranaggi da utilizzare a tale scopo sono attualmente in corso di strumentazione al fine di collocare estensimetri in corrispondenza del piede di più denti. Prove sperimentali per la misura del fattore dinamico sono state pianificate e saranno eseguite nei prossimi mesi.

3.Sistema di monitoraggio e analisi per cuscinetti volventi

Il presente lavoro di ricerca nasce nell'ambito della campagna di sperimentazione per la diagnostica sul cuscinetto volvente, condotta presso il *CRTM (Centro di Ricerca sulle Trasmissioni Meccaniche a Tecnologia Avanzata)* del Dipartimento di Ingegneria Meccanica Nucleare e della Produzione dell'Università di Pisa.

Il lavoro si inserisce all'interno di un progetto di ricerca più ampio, sulla diagnostica delle trasmissioni meccaniche, svolto in collaborazione con *AVIO Propulsione Aerospaziale* e denominato *HUMS* [1, 2, 3]. L'obiettivo principale del progetto è l'individuazione di logiche innovative da implementare in sistemi per il monitoraggio e la diagnostica applicata a trasmissioni meccaniche ad elevate prestazioni. Una parte della ricerca e della sperimentazione sono state dedicate specificatamente al monitoraggio di cuscinetti volventi.

L'attività di approfondimento teorico e la ricerca delle più recenti intuizioni nell'articolato panorama delle pubblicazioni scientifiche sull'argomento, ha permesso la progettazione e la verifica su banco prova di un algoritmo diagnostico innovativo, che rappresenta la parte centrale e maggiormente significativa del lavoro qui sintetizzato [23]. Esso, traendo spunto da alcune pubblicazioni [24, 26, 27, 28, 29, 30], si propone di ampliare le metodologie diagnostiche più innovative attualmente in corso di verifica e, di rappresentare un punto di sviluppo ulteriore delle attuali conoscenze sulla materia.

3.1.Apparato sperimentale

L'apparato sperimentale utilizzato per l'esecuzione dei test è costituito da un banco prova a ricircolo di potenza denominato "Closed Loop". Il suo nome deriva dalla disposizione degli ingranaggi riportata in Figura 45, i quali costituiscono una catena cinematica chiusa.

Il funzionamento meccanico del banco si basa sul principio di ricircolo della potenza e consente la prova contemporanea di sei ruote dentate e dodici cuscinetti volventi

3.1.1.Sezione test

La Figura 45 mostra uno schema di montaggio del banco con indicato il numero Z dei denti delle ruote in prova.

Le ruote contrassegnate con i numeri 1,2,3,4 sono montate su assi folli e fissi alla traslazione. Ognuno di essi è sostenuto da una coppia di cuscinetti radiali a rulli cilindrici e posti simmetricamente rispetto alle ruote. La ruota numero 5 è montata su una slitta di carico, che consente traslazioni verticali dell'asse. Attraverso di essa viene applicato il carico che sollecita l'intera trasmissione. La Figura 43 indica le modalità di montaggio della ruota numero 5 sulla slitta

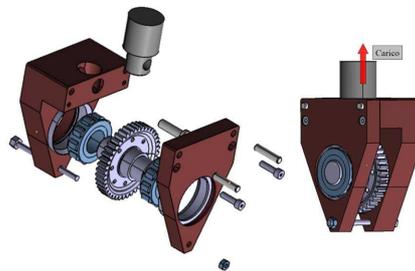


Figura 43 - slitta di carico

La ruota numero 6 è collegata alla trasmissione attraverso un albero ad accoppiamento scanalato, anch'esso fisso alla traslazione (Figura 44).

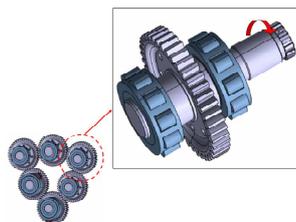


Figura 44 - ruota collegata alla trasmissione

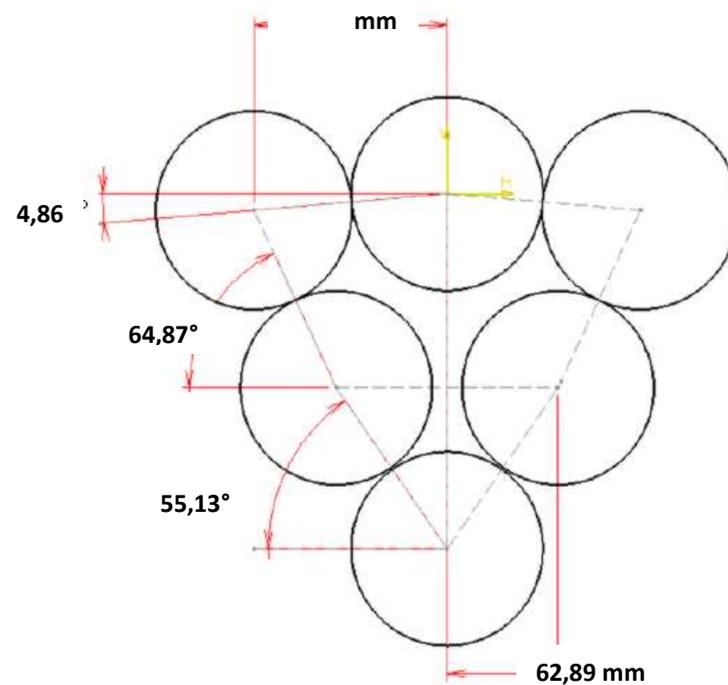
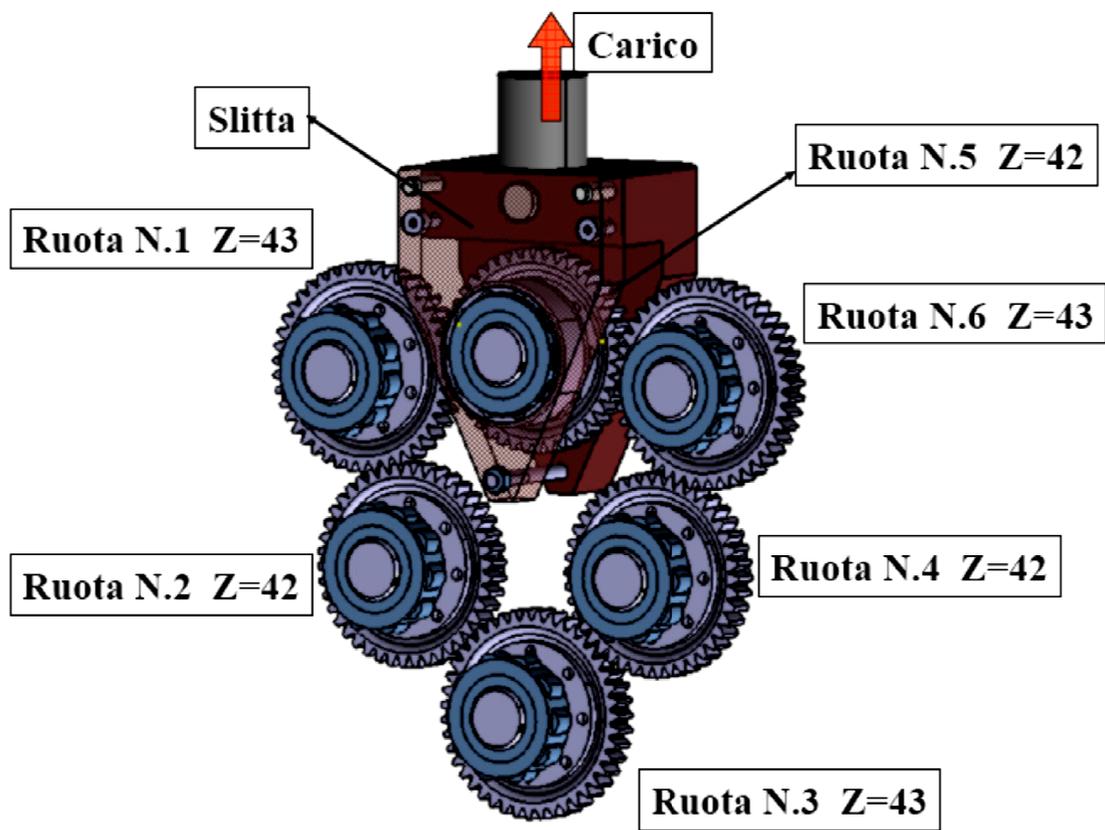


Figura 45 - closed Loop - sezione test

Tutte le ruote sono cilindriche a denti dritti, con profilo ad evolvente, senza modificazioni. I principali dati geometrici delle ruote sono riportati nelle Tabella 5 e

Tabella 6

Tabella 5- dati geometrici ruota Z42

Numero denti	42
modulo	2.54
angolo di pressione [deg]	22°30'
diametro primitivo [mm]	106.680
larghezza di fascia [mm]	15

Tabella 6 - dati geometrici ruota Z43

Numero denti	43
modulo	2.54
angolo di pressione [deg]	22°30'
diametro primitivo [mm]	109.22
larghezza di fascia [mm]	15

Il banco viene messo in rotazione mediante un motore asincrono pilotato da un inverter vettoriale (convertitore di frequenza) il quale a sua volta è collegato al computer di comando.(Figura 46)

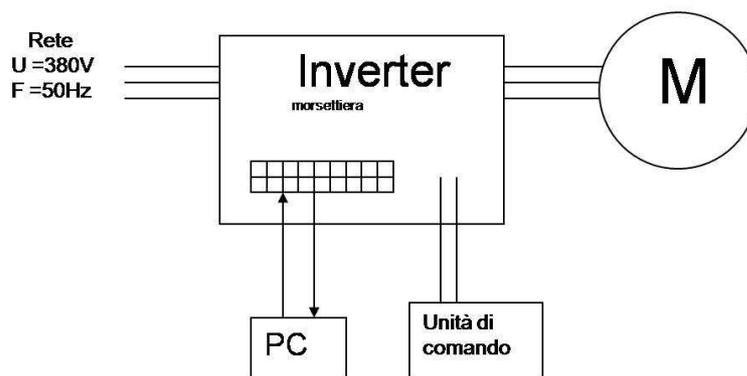


Figura 46 - azionamento motore elettrico

La trasmissione è a cinghia dentata con rapporto di moltiplicazione pari a 2 ed è collegata all'albero della ruota N6. E' presente un giunto elastico a flector per il recupero dei disallineamenti (Figura 47)

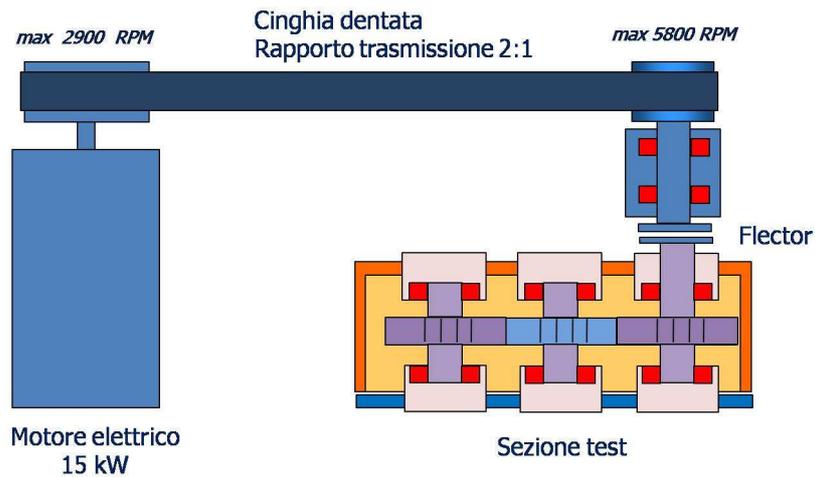


Figura 47 - sistema di trasmissione

3.1.2. Schema cinematico

Data la configurazione di montaggio del banco, entrambi i fianchi dei denti sono caricati, in successione, durante il funzionamento. Ogni ruota del banco ha, dunque, sia un fianco condotto che un fianco conduttore. Il fianco *conduttore* è il fianco del dente sollecitato da una forza la cui direzione si oppone alla direzione del moto. Al contrario è *condotto* il fianco che è soggetto ad una forza agente nella stessa direzione del moto. In Figura 48 è rappresentato il fianco condotto ed il fianco conduttore, in corrispondenza di ogni ingranamento.

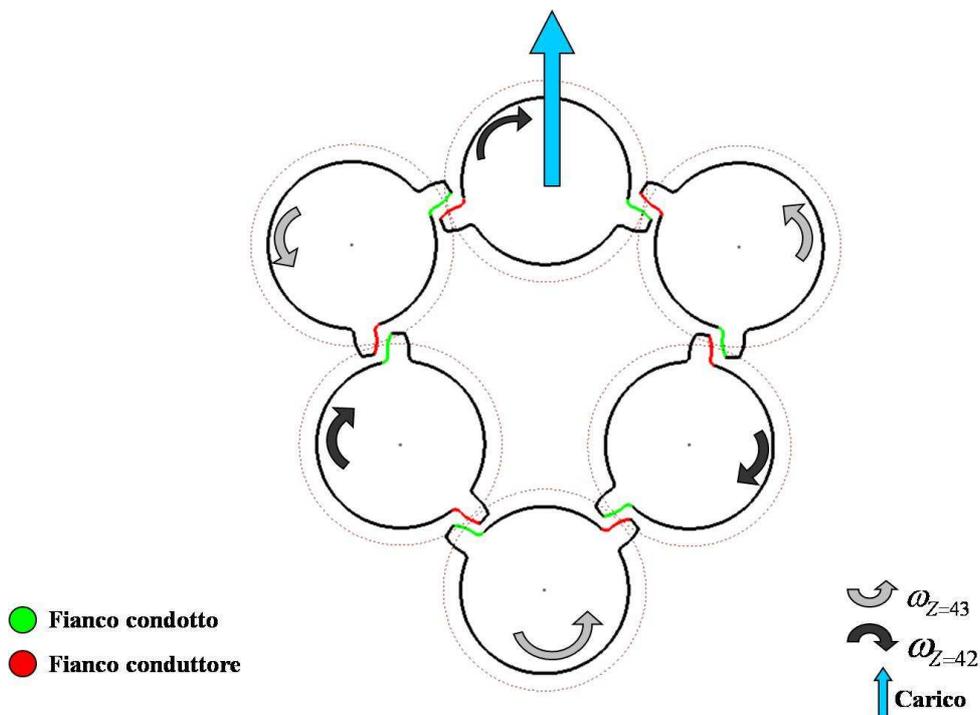


Figura 48 - fianco condotto e fianco conduttore

3 Sistemi di monitoraggio e analisi per cuscinetti volventi

Il fianco conduttore inizia l'ingranamento a partire dal fondo del dente, in corrispondenza del diametro di inizio evolvente, mentre il fianco condotto inizia ad ingranare a partire dal diametro di testa.

Le velocità di strisciamento possono essere valutate come differenza tra le velocità di due punti in contatto, considerati come appartenenti al fianco condotto e al fianco conduttore.

In riferimento alla Figura 49, considerato il punto P, interno al segmento di contatto, e pensato come appartenente alla ruota 1, esso è dotato di velocità perpendicolare data da:

$$V_{P1} = \omega_1 R_{P1}$$

Lo stesso punto appartenente alla ruota 2 vede una velocità perpendicolare pari a

$$V_{P2} = \omega_2 R_{P2}$$

Un osservatore solidale alla ruota 1 vede il punto P appartenente alla ruota 2 con una velocità pari a:

$$\sum 1: \vec{V}_P^{\Sigma 2} = \vec{V}_{P2} = \vec{V}_P^{(rel)} + \vec{V}_P^{(tr)} = \vec{V}_P^{(rel)} + \vec{V}_P^{\Sigma 1} = \vec{V}_P^{(rel)} + \vec{V}_{P1} \rightarrow \vec{V}_P^{(rel)} = \vec{V}_{P2} - \vec{V}_{P1}$$

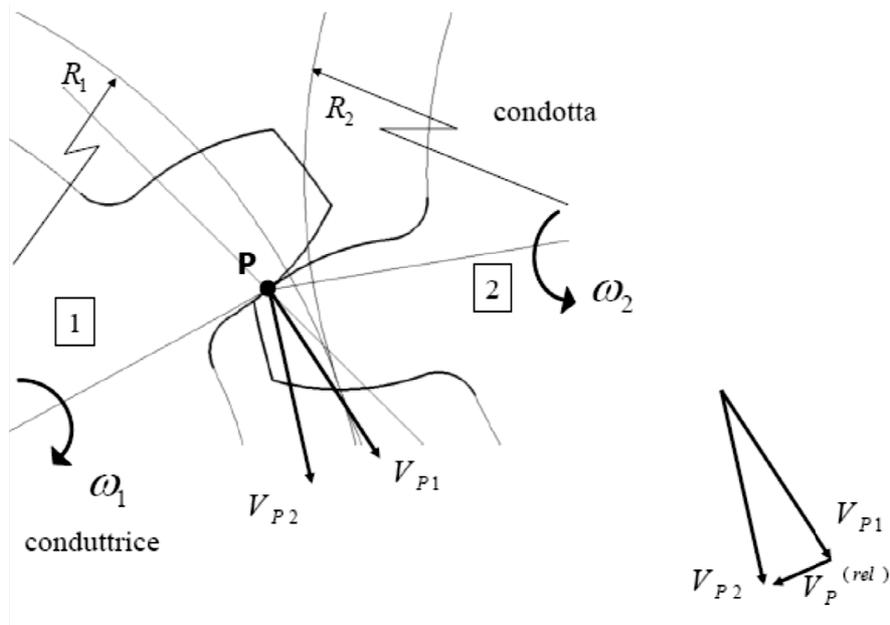


Figura 49 - Velocità relative

La velocità relativa diviene zero in corrispondenza del punto di tangenza delle primitive e cambia quindi verso nel tratto successivo del segmento di contatto. Ne discende che per il dente conduttore le velocità relative hanno il verso rappresentato nella Figura 50

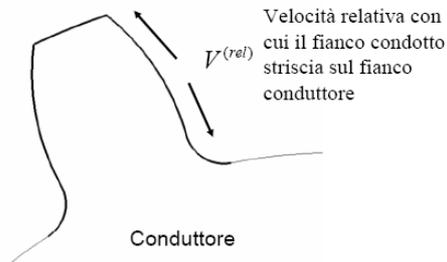


Figura 50 - velocità relativa fianco conduttore

In Figura 51 sono riportati i versi delle velocità di strisciamento per ogni coppia di ingranaggi del banco.

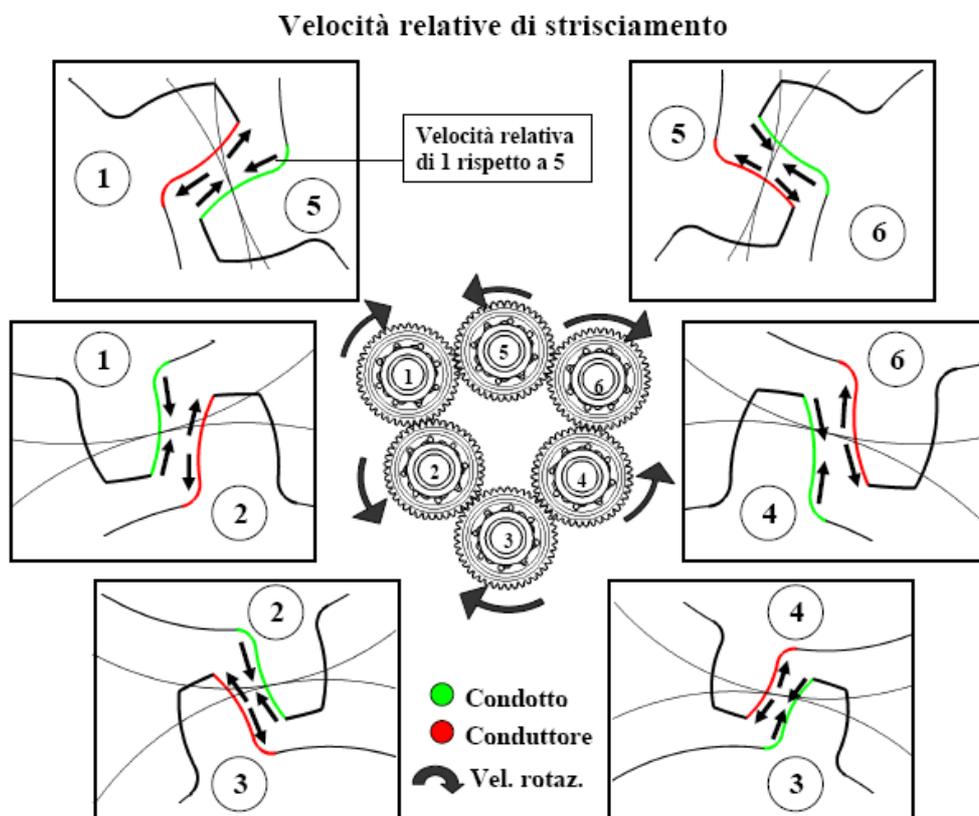


Figura 51 - velocità relative per tutte le ruote

3.1.3. Cuscinetti

Nel banco sono montati 12 cuscinetti radiali a rulli cilindrici a 10 corpi volventi. La Figura 52 ne mostra la geometria.

I cuscinetti sono montati con le piste esterne alloggiati in boccole portacuscinetti, mentre le piste interne sono forzate sugli alberi porta-ruota. La Figura 53 chiarisce lo schema di montaggio e ne fornisce una rappresentazione.

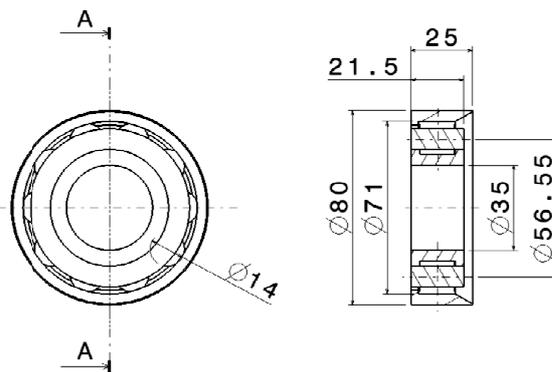


Figura 52 - Geometria cuscinetti

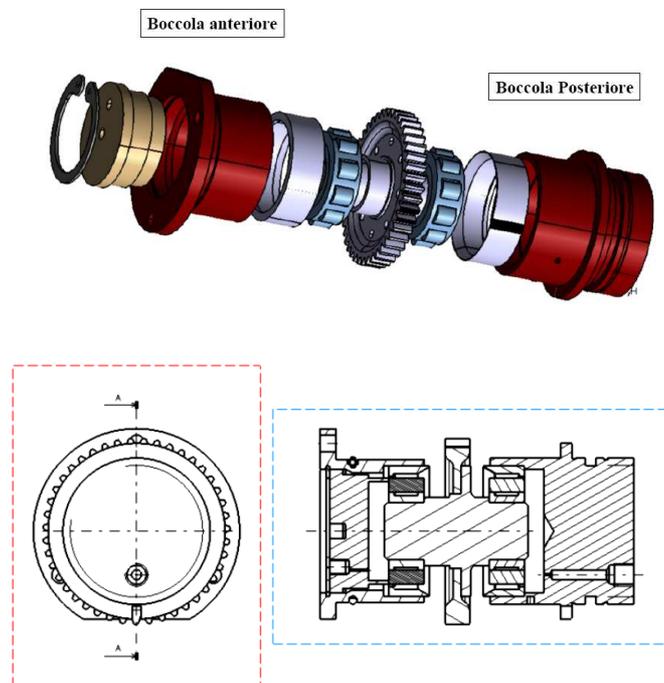


Figura 53 - Montaggio Cuscinetti

I cuscinetti, realizzati da SKF, sono stati sviluppati su specifica esclusiva del cliente.

3.1.4. Sistema di applicazione del carico

Il carico viene applicato direttamente sulla ruota numero 5, agendo su un martinetto idraulico a doppio effetto non simmetrico, posto nella parte superiore del banco. La cella di carico, posta in linea con il martinetto consente di misurare il carico di prova (Figura 54). Conviene precisare che il martinetto viene utilizzato in modo unidirezionale, sollecitando sempre il sistema con una forza rivolta verso l'alto.

Il martinetto è azionato mediante un circuito oleodinamico, alimentato da una pompa idraulica ad alta pressione trascinata da un motore elettrico dedicato.

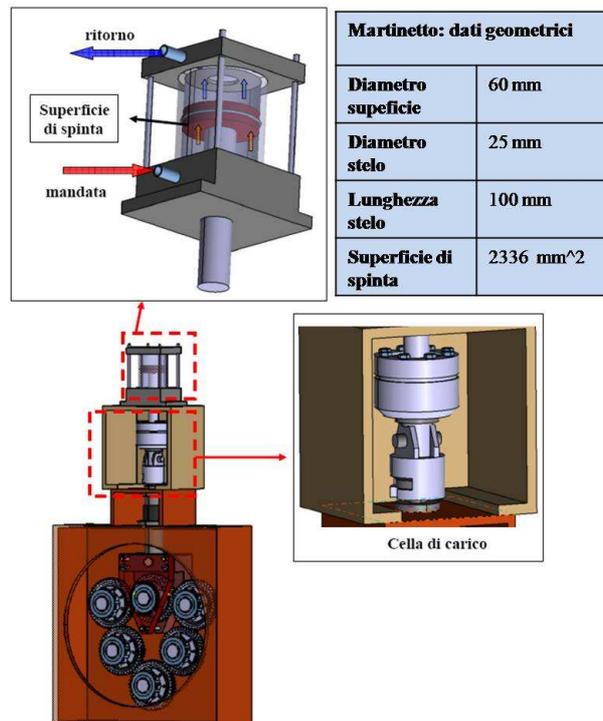


Figura 54 - Sistema applicazione carico

Il carico verticale, applicato alla ruota numero 5, viene equilibrato dalle forze di contatto tra i denti della stessa ruota e degli ingranaggi adiacenti 1 e 6 (Figura 55). Analoghe considerazioni di equilibrio possono essere fatte per tutte le ruote che costituiscono la catena cinematica. Se si trascurano pertanto le perdite in attriti, ogni ingranaggio è sottoposto a due forze aventi direzione

dipendente dall'angolo di pressione delle dentature, di uguale intensità e di momento risultante nullo.

La Figura 55 riporta la direzione delle forze fra i denti e le reazioni vincolari. In essa si è indicato con $F_{i \rightarrow j}$ la forza che il dente della ruota i esercita sul dente della ruota j , mentre con R_N si intende la reazione vincolare esercitata sulla ruota n dal suo supporto.

Sempre in riferimento alla Figura 55 e considerando, ad esempio, l'ingranamento tra la ruota numero 5 e la ruota numero 1, si può scrivere

$$2 F_{5 \rightarrow 1} \cos(\alpha' + \beta) = P$$

da cui :

$$F_{5 \rightarrow 1} = \frac{P}{2 \cos(\alpha' + \beta)} = F$$

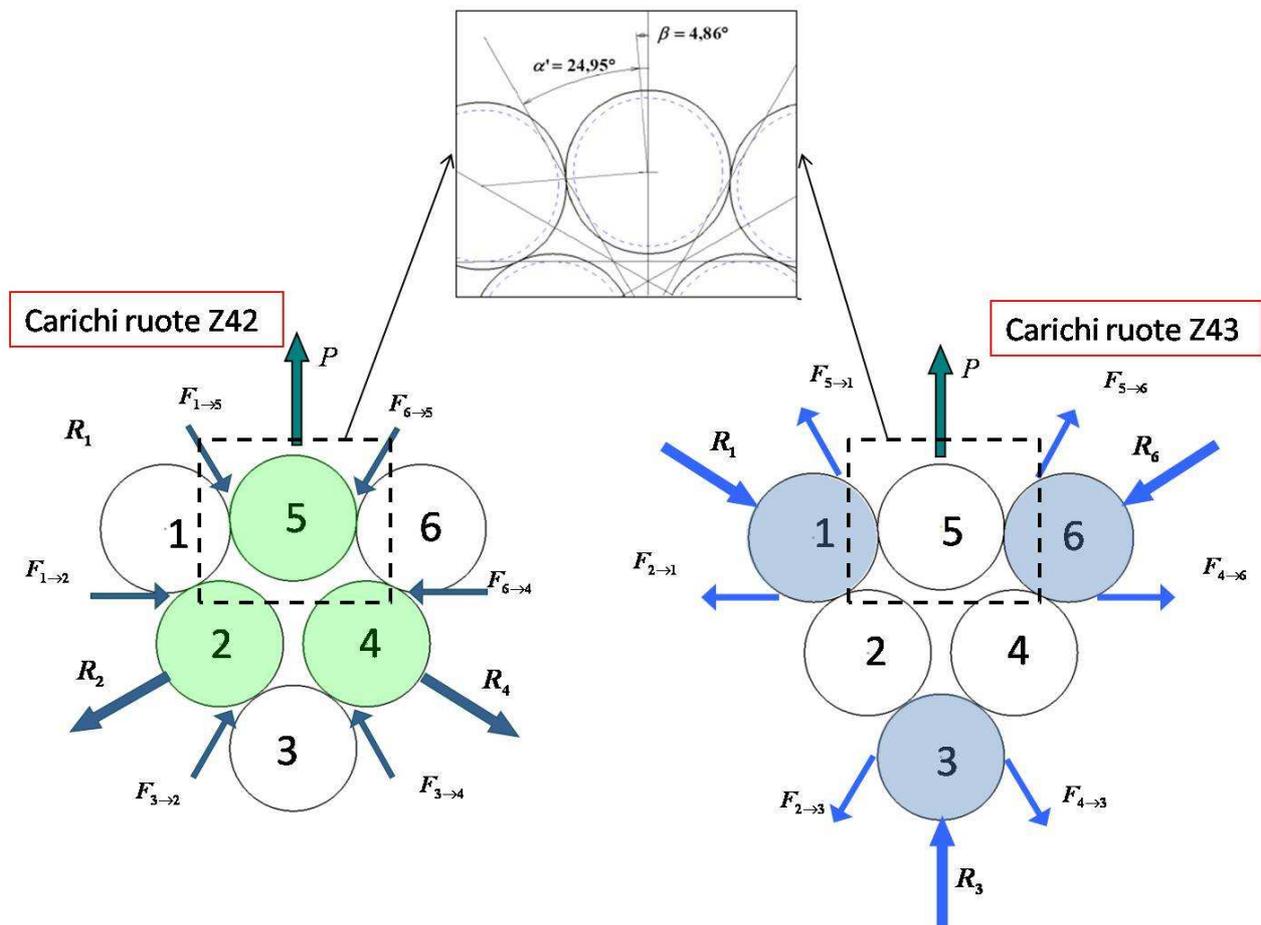


Figura 55 - Forze sui denti e reazioni vincolari

Indicando con F_t la componente di forza tangente alle primitive di esercizio, nel punto di contatto, e con F_n la componente normale, valgono le relazioni :

$$F_t = F \cos(\alpha') ; F_n = F \sin(\alpha')$$

La coppia M trasmessa dalla ruota motrice alla ruota condotta può essere valutata moltiplicando la componente di forza tangenziale per il raggio primitivo $R_p^{(1)}$ di esercizio.

$$M = F_t R_p^{(1)}$$

La Figura 56 mostra la variazione delle componenti tangenziali e normali della forza come funzioni del carico sul martinetto, mentre in Figura 57 è rappresentato l'andamento della coppia.

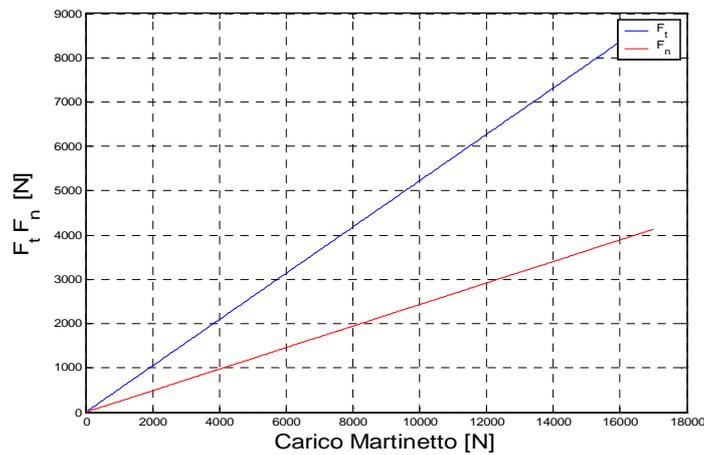


Figura 56 - Forza sui denti

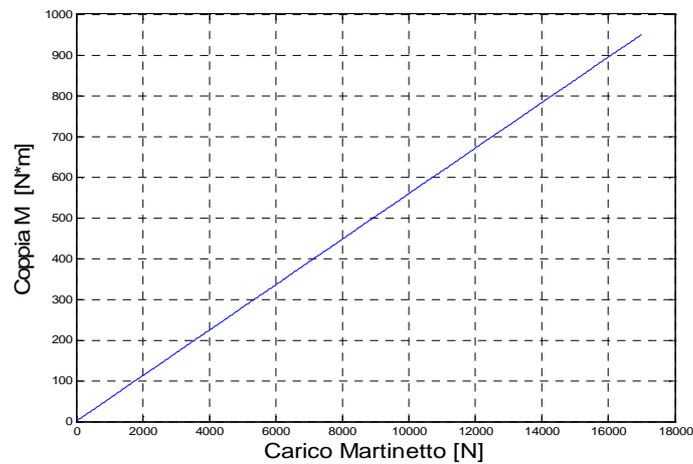


Figura 57 – Coppia

3.2. Sistema di monitoraggio delle vibrazioni e acquisizione dati

Vengono monitorate le vibrazioni in accelerazione. La misura è fatta mediante quattro accelerometri monoassiali, collocati in corrispondenza dei supporti dei cuscinetti della sezione test. Gli accelerometri 1 e 2 sono posizionati in corrispondenza della ruota N.3 e sono perpendicolari tra di loro mentre gli accelerometri 3 e 4 sono posizionati in corrispondenza della ruota N.2 (Figura 58). Si precisa che gli accelerometri 1 e 3 sono diretti secondo la risultante della forza che l'albero esercita sul supporto; gli accelerometri 2 e 4 sono invece nella direzione ortogonale.

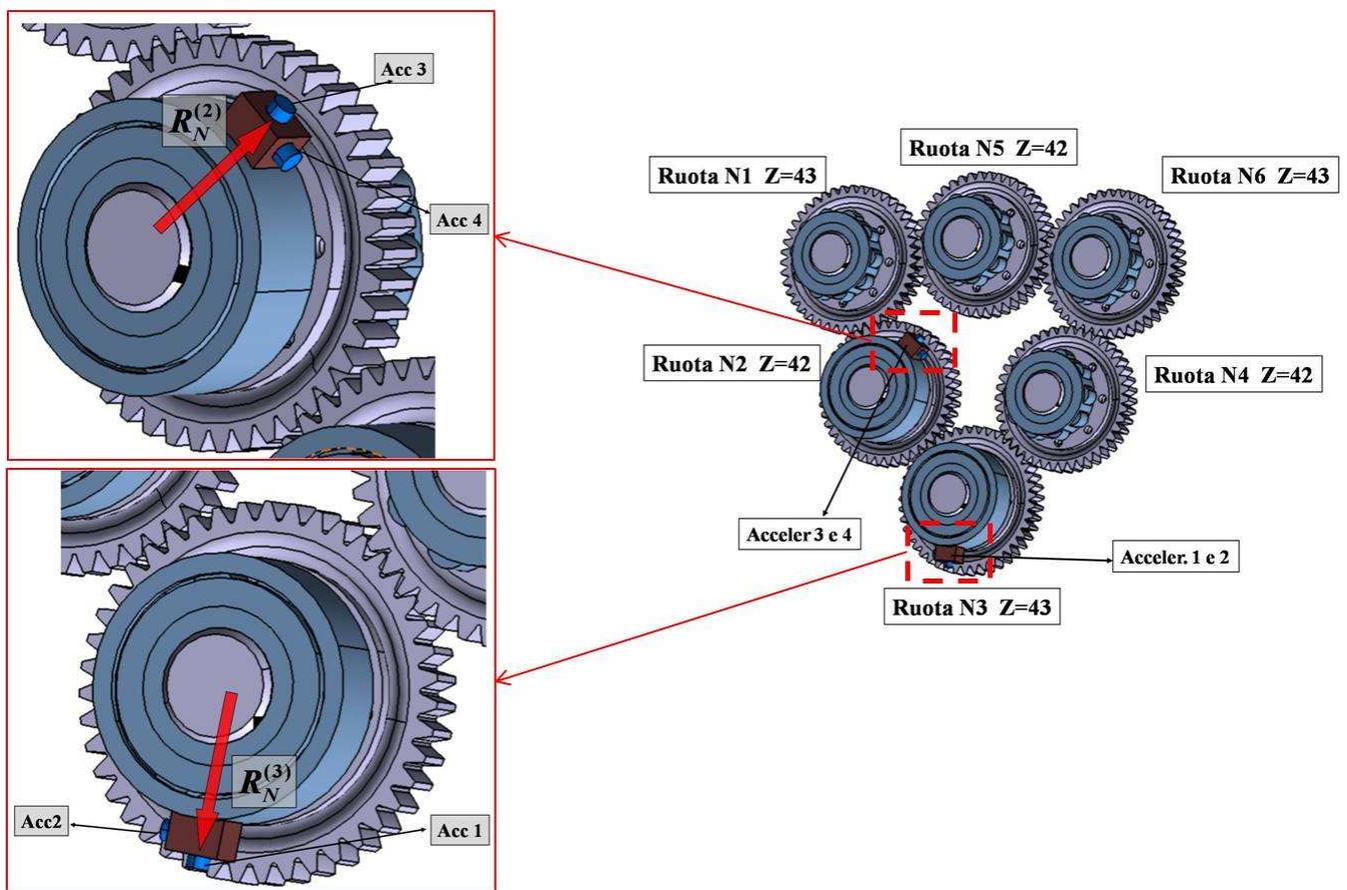


Figura 58 - Posizione accelerometri

In

Tabella 7 sono riportate le caratteristiche tecniche degli accelerometri.

Tabella 7 - Caratteristiche accelerometri

Posizione	Modello	Corrente eccitazione	Sensibilità
Accelerometro 1	Isotron Endevco monoassiale 7259A-10	4 [mA]	9,898 [mV/g] a 100 Hz e 10 g
Accelerometro 2	Isotron Endevco monoassiale 7259A-10	4 [mA]	10,53 [mV/g] a 100 Hz e 10 g
Accelerometro 3	Isotron Endevco monoassiale 7259A-10	4 [mA]	10,90 [mV/g] a 100 Hz e 10 g
Accelerometro 4	Isotron Endevco monoassiale 7259A-10	4 [mA]	10,15 [mV/g] a 100 Hz e 10 g

I segnali provenienti da tutti gli accelerometri, sono condizionati secondo quanto riportato in Figura 59 e vengono monitorati e memorizzati su un PC dedicato.

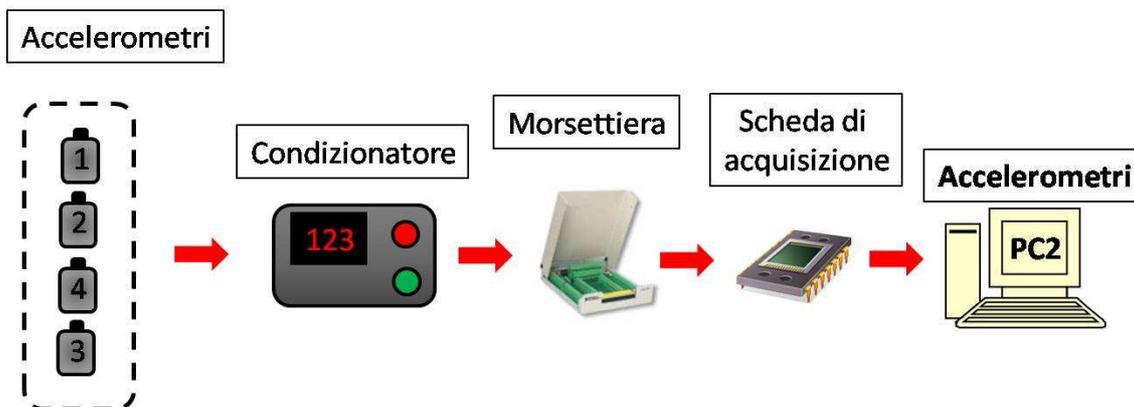


Figura 59 – Cablaggio accelerometri-computer

Il sistema di acquisizione dati consente l'acquisizione *in parallelo* dei segnali accelerometrici, del segnale tachimetrico di sincronizzazione e dei segnali riguardanti le condizioni di esercizio. I

segnali accelerometrici condizionati e i segnali tachimetrici di sincronizzazione sono acquisiti utilizzando una strumentazione modulare basata sullo standard *PXI* (*PCI eXtensions for Instrumentation*), fornita da *National Instruments* (Figura 60).

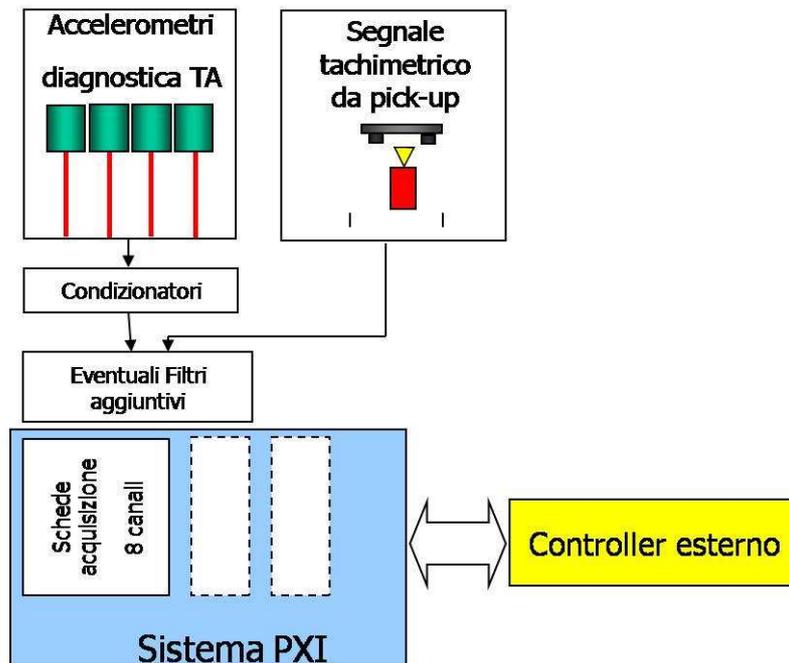


Figura 60 - Acquisizione dei dati di prova

Il *software* di acquisizione dati, è stato utilizzato secondo quanto descritto nei successivi passi:

- acquisizione in parallelo dei segnali accelerometrici a frequenza di campionamento costante
- frequenza di campionamento imposta a 150000 punti al secondo
- memorizzazione *bufferizzata* del segnale grezzo;
- acquisizione dei segnali tachimetrici e determinazione degli istanti temporali di inizio giro e relativi a frazioni di quest'ultimo;

Il *software* consente la memorizzazione in blocchi di dati del segnale grezzo, memorizzati solo temporaneamente per evitare un accumulo di dati superflui (*buffer* circolare, 10 minuti), intervallati da file di durata minore (5 minuti), archiviati permanentemente. E' stato scelto un numero di *buffer* pari a 4 in modo che in caso di arresto di una prova si mantenga sempre il segnale grezzo dell'ultima ora di funzionamento del banco:

$$4(\text{file buffer}) 10 \text{ min} + 4(\text{file dati}) 5 \text{ min} = 60 \text{ min}$$

La memorizzazione del segnale grezzo avviene in formato binario per utilizzare al meglio lo spazio disponibile sull' *Hard Disk* dedicato all'acquisizione.

3.3. Overview sull'attività sperimentale

Le prove condotte nell'ambito della campagna di diagnostica sui cuscinetti volventi, hanno previsto la valutazione della sensibilità di alcuni algoritmi alla presenza del danneggiamento. Sono state verificate varie condizioni di esercizio, come chiarito nel presente capitolo. I test sono stati condotti sostituendo una delle piste esterne dei cuscinetti di banco con una pista predanneggiata. In particolare la pista predanneggiata è stata quella posta in corrispondenza della ruota *N3* (ruota a 43 denti) e posta nelle immediate vicinanze degli accelerometri *1 e 2* (Figura 61). I segnali acquisiti in presenza di danneggiamento sono sempre stati confrontati con segnali acquisiti in condizioni di riferimento. La condizione di riferimento scelta è stata sempre una condizione a parità di parametri di esercizio (carico e velocità), nelle quali sia ingranaggi che cuscinetti utilizzati erano completamente nuovi e quindi in assenza di qualsiasi tipo di danneggiamento.

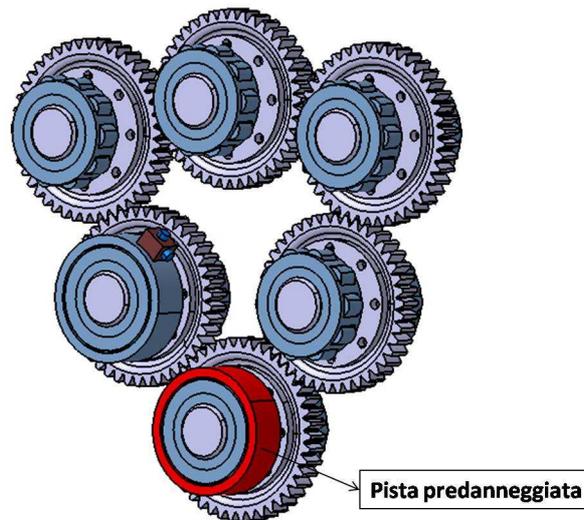


Figura 61 - posizione danneggiamento

La pista esterna del cuscinetto posto in corrispondenza della ruota *N3* è stata danneggiata mediante l'ausilio di una penna a vibrazione. Allo scopo di simulare una condizione di danneggiamento da fatica superficiale è stata praticata sulla pista una scalfitura trasversale di cui in Figura 62 se ne riporta una caratterizzazione.

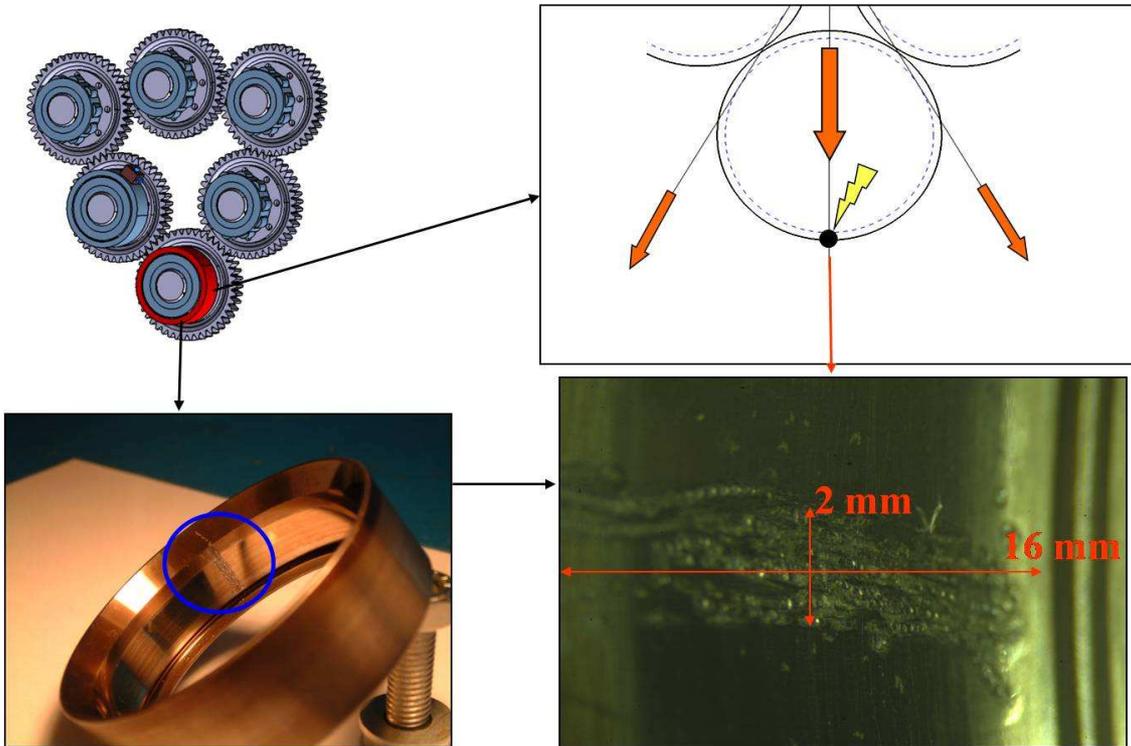


Figura 62 - caratteristiche danneggiamento

Conviene precisare che la posizione angolare sul banco del danneggiamento è stata scelta in maniera tale che esso fosse allineato con la risultante della forza che il cuscinetto scarica sulla boccia di supporto, come per altro indicato in Figura 62.

3.4. Condizioni di prova

Le condizioni di prova analizzate hanno previsto di considerare 2 livelli di carico in corrispondenza di 2 livelli di velocità, secondo quanto indicato nella figura successiva.

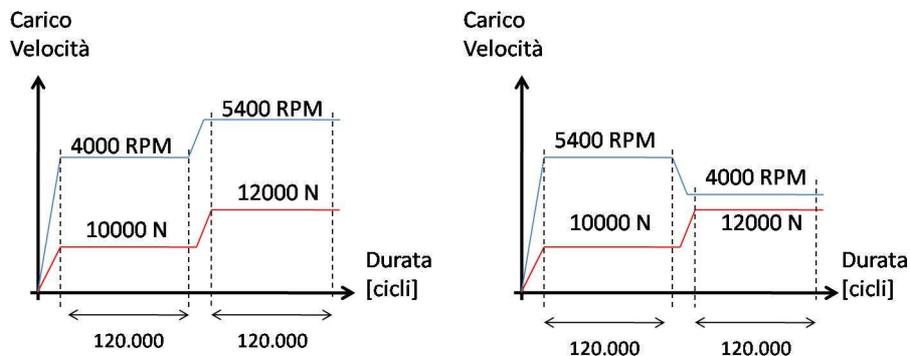


Figura 63 - condizioni di prova

Ogni prova è stata condotta in maniera da avere condizioni stazionarie per un intervallo di tempo non inferiore a 120.000 cicli. Si precisa che il carico indicato nella figura, ovvero il carico di prova, è il carico esercitato dal martinetto idraulico. Ad esso corrisponde un carico sul cuscinetto danneggiato pari rispettivamente a 5000 N e 6000 N, secondo quanto indicato in Figura 64

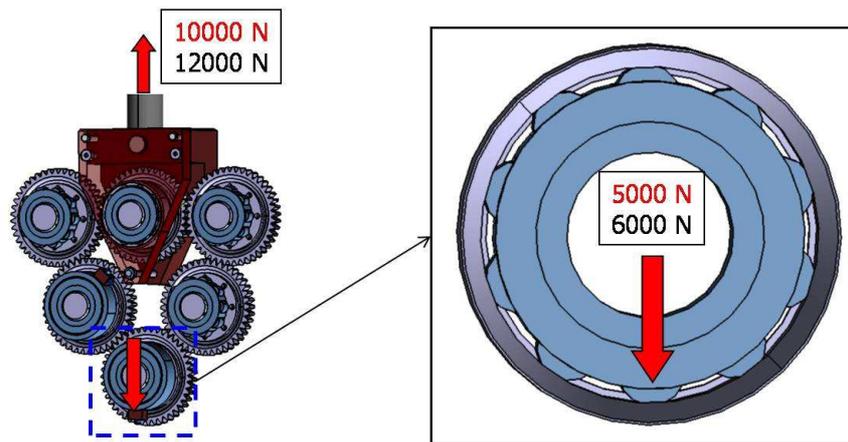


Figura 64 - carico sul martinetto e carico sul cuscinetto danneggiato

Le frequenze caratteristiche del danneggiamento, in corrispondenza ai due livelli di velocità di prova, è indicato in Tabella 8

Tabella 8 - frequenze danneggiamento

Frequenze caratteristiche danneggiamento ruota N3 (Z43)	
Velocità albero [rpm]	Frequenza di danneggiamento [Hz]
4000	$f_e = 342$
5400	$f_e = 254$

Si precisa che in corrispondenza di ogni test, e quindi in corrispondenza di ognuna delle condizioni operative di banco, è stata condotta una analisi dei dati provenienti da ognuno degli accelerometri installati, anche al fine di valutare la sensibilità dei metodi diagnostici implementati, quando i dati vengono acquisiti da punti di controllo posti ad una certa distanza dal danneggiamento. La tabella successiva riporta in sintesi tutte le prove effettuate ed i segnali analizzati.

Tabella 9 - sinottico delle prove

Prova	Velocità [rpm]	Carico mart. [N]	Dati da	
01	4000	10000	Acc1	
			Acc2	
			Acc3	
			Acc4	
02		4000	12000	Acc1
				Acc2
				Acc3
				Acc4
03	5400		10000	Acc1
				Acc2
				Acc3
				Acc4
04		5400	12000	Acc1
				Acc2
				Acc3
				Acc4

3.5. Analisi dei dati e problematiche relative al post-processing

Nel presente capitolo verranno presi in considerazione i dati acquisiti durante le prove e verranno elaborati allo scopo di verificare l'affidabilità diagnostica di alcune delle metodologie classiche. E' necessario anticipare che data la elevata rumorosità nei segnali di misura e soprattutto, data la complessità della trasmissione e la sovrapposizione, nei segnali, di vibrazioni a frequenze anche molto diverse, le metodologie diagnostiche classiche scarsamente si prestano alla individuazione del difetto. Nel seguito del presente capitolo alcune di tali metodologie vengono applicate al fine di dimostrare che nelle reali condizioni di funzionamento, non sempre le metodologie più utilizzate mostrano risultati interessanti.

Conviene precisare che i dati presi in considerazione, nel presente e nel successivo capitolo, e successivamente rielaborati sono quelli derivanti dall'accelerometro 1, ovvero dall'accelerometro posto in corrispondenza della pista predaneggiata e posizionato nella direzione della reazione

vincolare che si scarica sul cuscinetto (Figura 65). La condizione operativa analizzata è quella corrispondente a:

- Velocità albero Z43 = 5400 rpm
- Carico sul martinetto = 12000 N

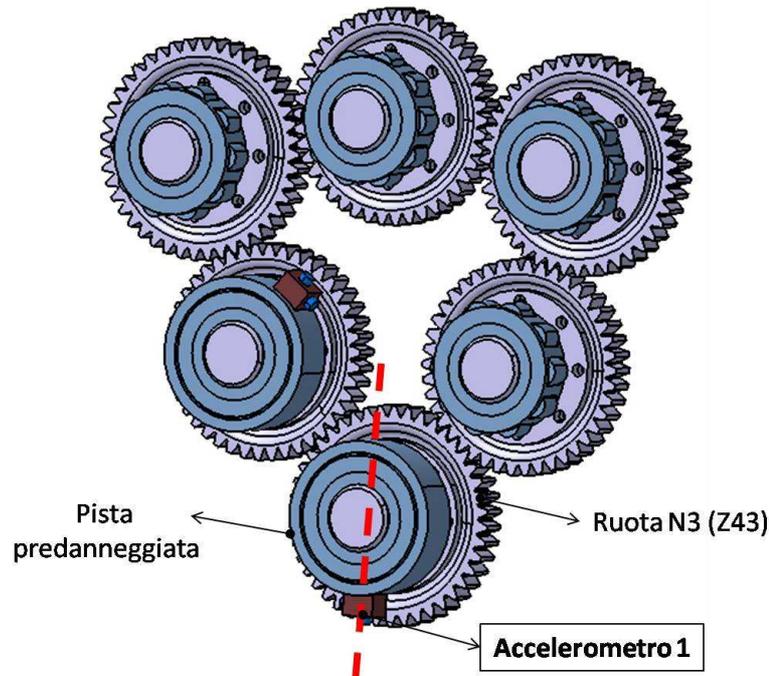


Figura 65 - posizione accelerometro 1 e posizione pista predanneggiata

Come già anticipato l'analisi verrà sempre condotta mediante confronto del dato acquisito ed elaborato in presenza del difetto con il dato acquisito nella condizione ideale di riferimento (assenza di danno). Si precisa inoltre che, ove non diversamente specificato, le ampiezze dei segnali accelerometrici, nonché le potenze spettrali verranno sempre analizzate in Volt , ovvero verrà analizzato mediante confronto il segnale così come in uscita dagli accelerometri. Ciò che infatti in questa sede appare fondamentale è il confronto tra due condizioni di analisi: presenza o assenza di danneggiamento, non sussistendo l'interesse per i valori assoluti di accelerazione. In ogni caso il fattore di conversione per riportare i dati accelerometrici in m/sec^2 , e qui riportato solo a scopo di completezza, è dato da:

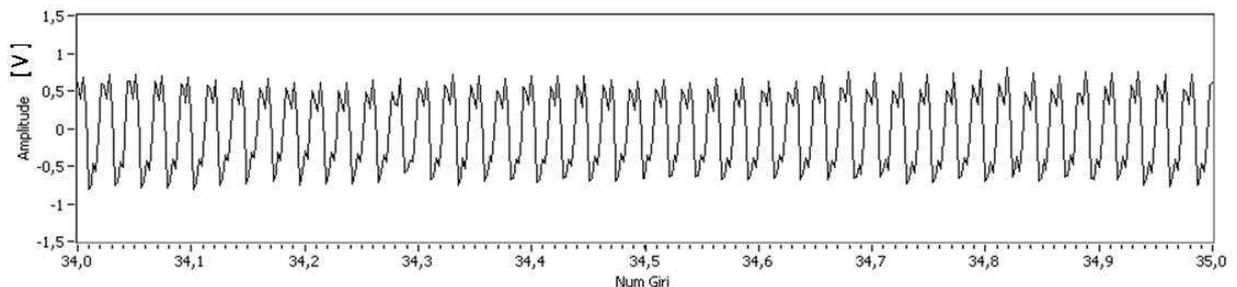
$$\frac{\left[\frac{m}{sec^2} \right]}{[V]} = 196,5$$

3.5.1. Analisi preliminare dei dati

Vengono inizialmente prese in considerazione le firme vibratorie calcolate su 43 denti. La firma vibratoria considerata è quella mediata su 43 denti, poiché la ruota posta in corrispondenza del cuscinetto danneggiato è una ruota Z43. Il calcolo è stato eseguito con media sull'insieme dei punti acquisiti in 84 giri ed effettuando un ricampionamento sincrono con 430 punti (10 punti per dente). Lo scopo dell'analisi è quella di verificare quale effetto abbia sulla firma vibratoria la presenza del danneggiamento sul cuscinetto.

In Figura 66 viene riportata la firma calcolata con il cuscinetto danneggiato e quella calcolata in condizione di riferimento.

Firma vibratoria Z43 cuscinetto danneggiato



Firma vibratoria Z43 cuscinetto integro

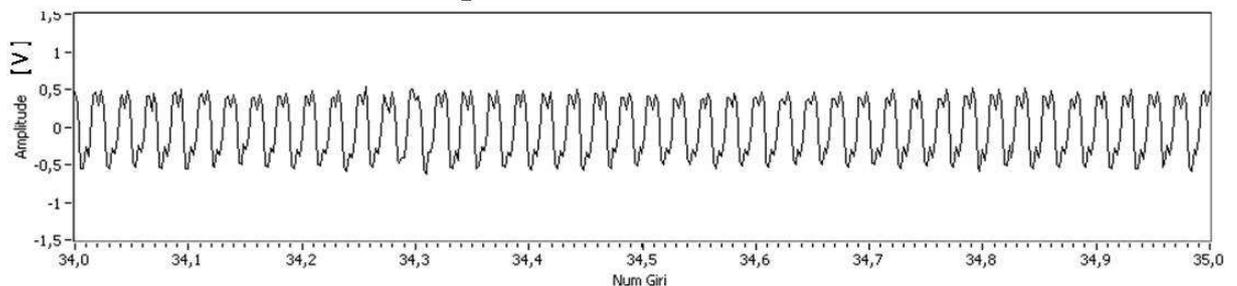


Figura 66 - firma vibratoria Z43

L'aumento di circa il 30% , nell'ampiezza del segnale acquisito con cuscinetto danneggiato, visibile in Figura 66 , non deve verosimilmente essere associato alla presenza del difetto, ma dovrebbe essere ritenuto un effetto dello smontaggio del banco in alcune delle sue parti. Alla luce di prove successive volte a verificare la ripetibilità delle condizioni di esercizio, si è infatti constatato che le operazioni di smontaggio generano un mutamento dei segnali acquisiti, anche a parità di condizioni di funzionamento. Ciò è da associare alla variazione nelle distanze di accoppiamento fra le parti in moto, dovute alla non eccezionale precisione del banco. Va comunque sottolineato che la forma d'onda della firma vibratoria non è sostanzialmente modificata dalla presenza del difetto.

La Figura 67 mostra, come funzione del tempo, il dato grezzo campionato per un decimo di secondo, corrispondente all'incirca a 9 giri d'albero. Si osservi come non vi sia, nel dominio del tempo, alcun segno immediatamente riconoscibile della presenza del danneggiamento sul cuscinetto. Anzi effettuando un ingrandimento del segnale accelerometrico grezzo, divengono estremamente visibili e predominanti le componenti dovute all'ingranamento.

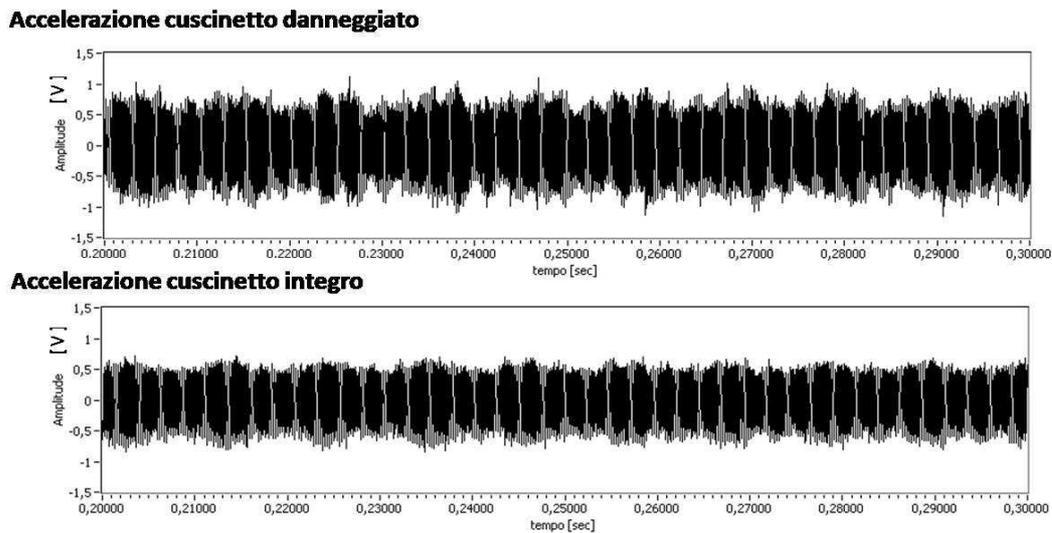


Figura 67 - accelerazioni (1/10 sec)

In Figura 68 si riporta un ingrandimento delle accelerazioni, il cursore blu ed il cursore rosso, in ognuno dei due grafici, sono posti in corrispondenza di punti omologhi consecutivi della forma d'onda. La loro distanza è in entrambi i casi pari a 0,00025 secondi, corrispondenti a 3910,9 Hz che è la frequenza di ingranamento calcolata. A scopo di chiarezza nella Tabella 10 vengono riportate le frequenze di rotazione degli alberi e di ingranamento.

Tabella 10 - frequenze di ingranamento e di rotazione

Ruota Z43	Mesh	II armonica [Hz]	III armonica [Hz]	IV armonica [Hz]
f_{INGR}	3910,9	7821,8	11732,7	15643,6
f_{ROTAZ}	90,9	181,8	272,7	363,6
Ruota Z42	Mesh	II armonica [Hz]	III armonica [Hz]	IV armonica [Hz]
f_{INGR}	3910,9	7821,8	11732,7	15643,6
f_{ROTAZ}	93,1	186,2	279,3	372,4

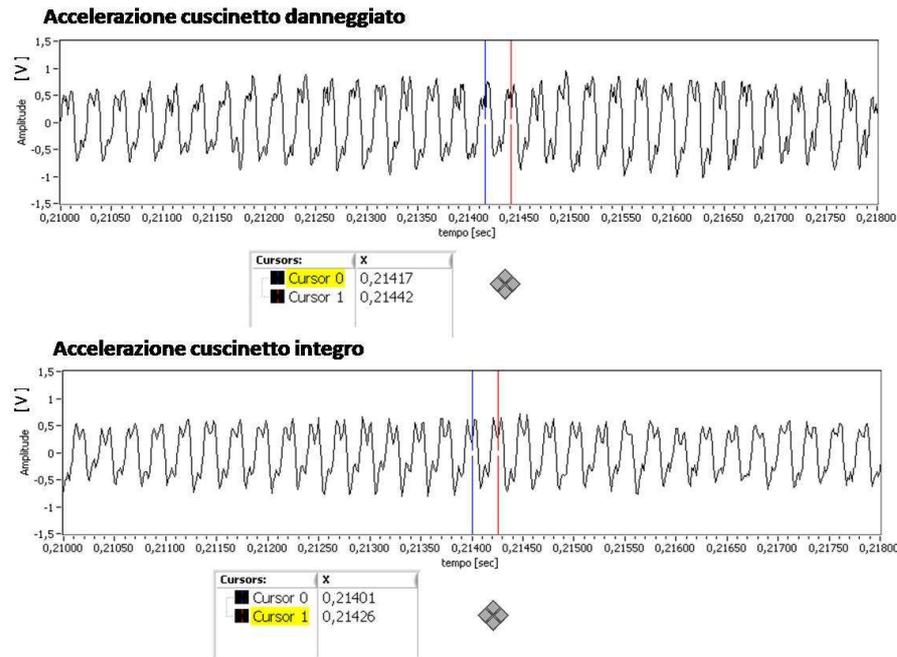


Figura 68 - accelerazioni: ingrandimento

La fortissima predominanza del segnale dovuto all'ingranamento è d'altra parte evidente ove si consideri la trasformata di Fourier del dato grezzo. La Figura 69 mostra il segnale nel dominio delle frequenze, ottenuto con algoritmo *FFT*, ed evidenzia come la eventuale presenza di armoniche oscillanti a frequenze diverse da quella di ingranamento risulterebbero pesantemente coperte da queste ultime (il cursore è posizionato in corrispondenza della armonica *fondamentale* di ingranamento).

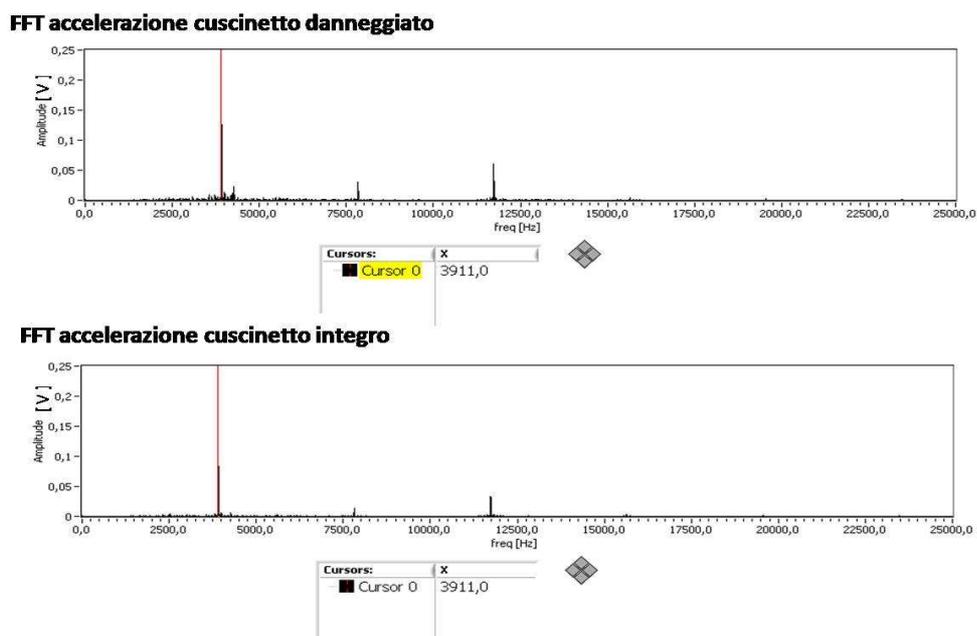


Figura 69 - spettro di Fourier delle accelerazioni

3.5.2. Utilizzo delle funzioni *Wavelet*

Oltre ad una generica analisi nel dominio del tempo e della frequenza, anche l'utilizzo di una metodologia di filtraggio *wavelet* mostra scarsa efficacia nella rilevazione del danno.

Le funzioni *wavelet* vengono utilizzate allo scopo di operare un filtraggio a bassa frequenza del segnale accelerometrico campionato.

Si è utilizzata una forma d'onda base (appartenente alla famiglia *Daubechies-Morlet*) attraverso la quale è stato costruito un filtro per operare una decomposizione monodimensionale della forma d'onda in ingresso.

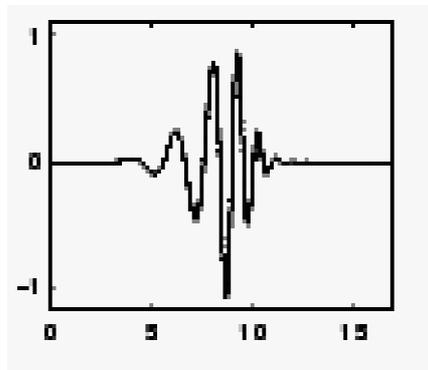


Figura 70 - Forma d'onda base

A partire dal segnale grezzo sono stati calcolati due set di coefficienti : cD e cA.

I coefficienti cD rappresentano le componenti ad alta frequenza del segnale S in ingresso , mentre i coefficienti cA ne rappresentano le componenti a bassa frequenza.

La Figura 71 mostra uno schema rappresentativo dell'algoritmo utilizzato

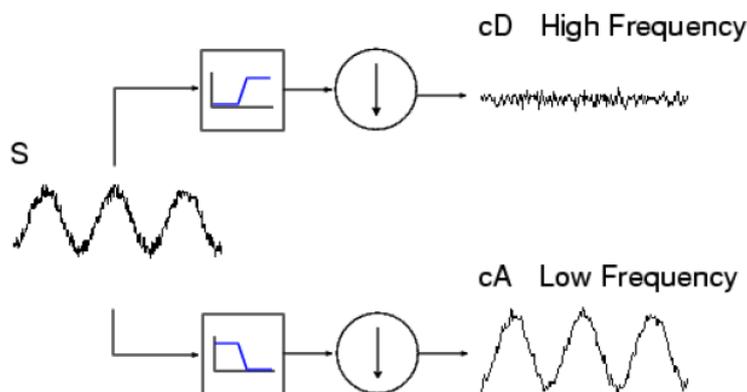


Figura 71 - Algoritmo filtraggio *Wavelet*

L'algoritmo di filtraggio può essere riassunto nel flusso logico delle seguenti operazioni :

➤ A partire dalla forma d'onda base, viene predeterminato il filtro passa basso secondo il seguente schema :

- Si costruisce il vettore simmetrico di “Lagrange à trous” , associato alla wavelet di Daubechies, definito come :

$$P=[a(N),0,a(N-1),0,\dots,0,a(1),1,a(1),0,a(2),0,\dots,0,a(N)]$$

di lunghezza $4N-1$, con N pari alla dimensione del segnale S in ingresso.

- I valori di $a(k)$ sono definiti dalla relazione

$$a(k) = \frac{\prod_{i=1-N}^N 1/2 - 1}{\prod_{1-N}^N k - 1} \quad (i \neq k)$$

- Indicato con w il filtro di scala passa basso della forma d'onda base , esso è dato dalla soluzione della equazione

$$P=2 \text{ conv}(\text{rev}(w),w)$$

dove con $\langle \text{rev} \rangle$ si è indicata l'operazione di permutazione delle coordinate del vettore w e con $\langle \text{conv} \rangle$ si intende l'integrale di convoluzione. Quest'ultimo viene approssimato numericamente con l'espressione

$$cc(k) = [\text{conv}(u, v)] = \sum_{j=1}^k u(j)v(k+1-j)$$

Sempre a partire dalla funzione wavelet viene determinato il filtro passa alto , ruotando semplicemente le componenti di w e premoltiplicandole per (-1) . Per ovviare agli effetti di bordo, dovuti al fatto che P è costituito da un numero finito di elementi e pertanto al fine di evitare l'effetto di attenuazione insito in tutti gli algoritmi di convoluzione , si ritengono significativi, esclusivamente , i primi $2N$ elementi dei filtri così determinati.

- Si calcolano i coefficienti di bassa frequenza cA e quelli di alta frequenza cD , eseguendo la convoluzione della accelerazione grezza S con il filtro passa basso e con il filtro passa alto rispettivamente. Sempre allo scopo di evitare gli effetti attenuanti della convoluzione, si ritengono significativi solo i primi $(N/2+1)$ elementi dei vettori cA e cD .
- L'operazione di filtraggio così eseguita viene inserita in un algoritmo di iterazione che esegue il calcolo delle armoniche a bassa frequenza fino ad arrivare ad un valore di soglia (solitamente intorno 3 KHz). Lo schema di iterazione è riassunto nella Figura 72

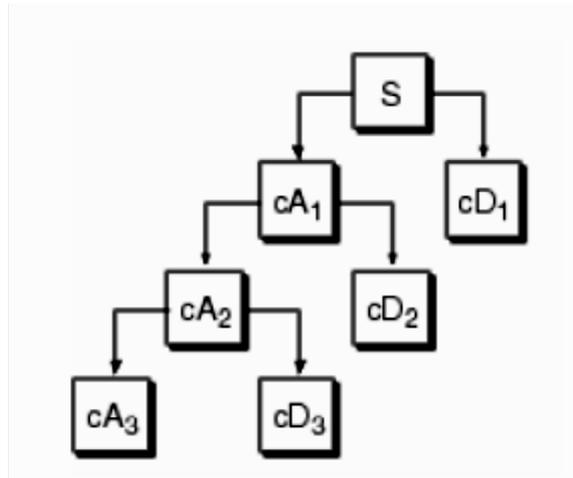


Figura 72 - Algoritmo iterativo di filtraggio

La Figura 73 mostra il segnale filtrato come appena descritto e riportato nel dominio del tempo; si precisa che la massima frequenza significativa, dopo filtraggio, è 2200 Hz . Si osservi come non vi sia alcun segno apprezzabile della presenza del difetto sul cuscinetto. Anzi sembrano non esserci differenze sostanziali tra il segnale acquisito con pista danneggiata ed il segnale di riferimento, fatta eccezione per un lieve e poco significativo aumento del contenuto energetico del segnale con danneggiamento.

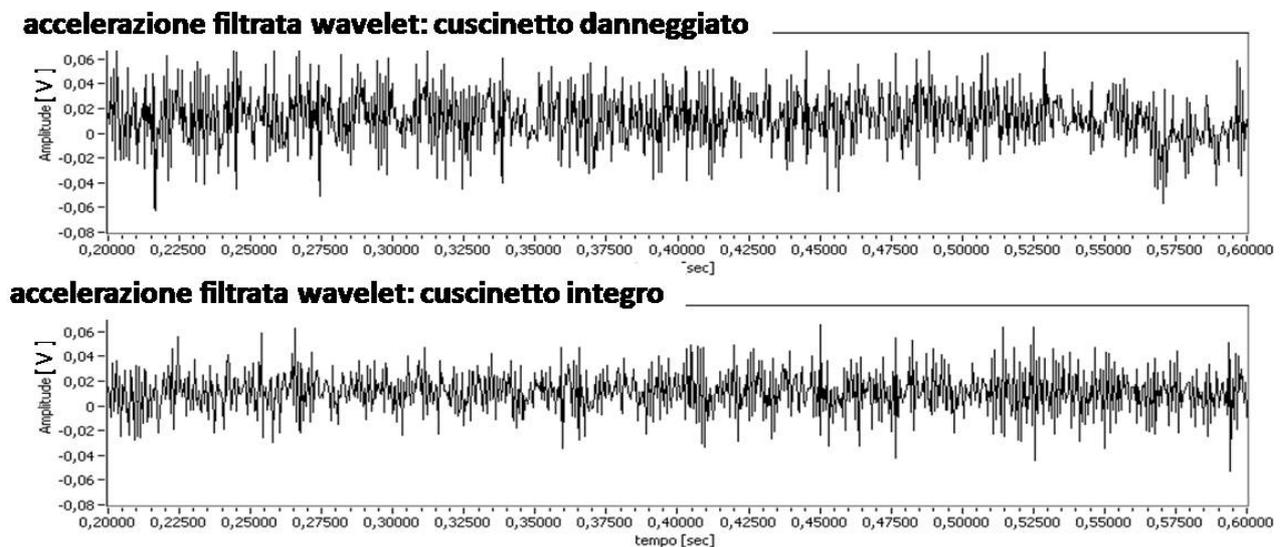


Figura 73 - accelerazione filtrata mediante wavelet

D'altra parte anche lo spettro di *Fourier* evidenzia il fatto che i segnali non hanno contenuto frequenzimetrico significativamente dissimile. Si consideri allo scopo la Figura 74 che riporta lo spettro dei segnali.

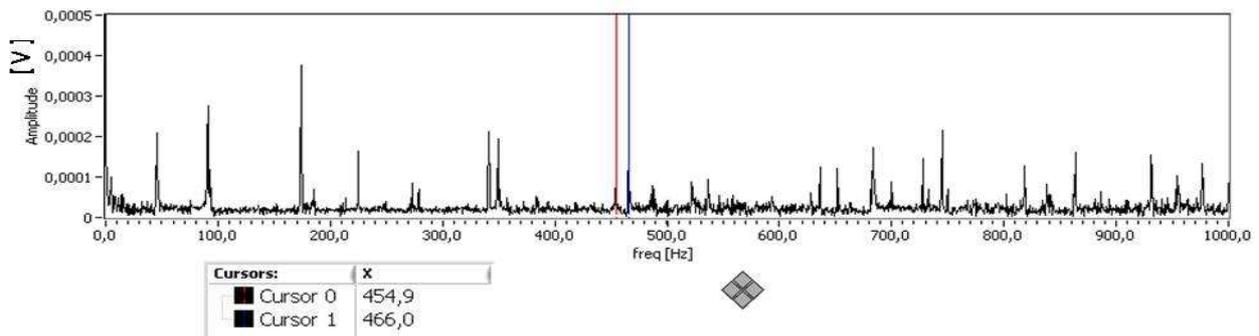
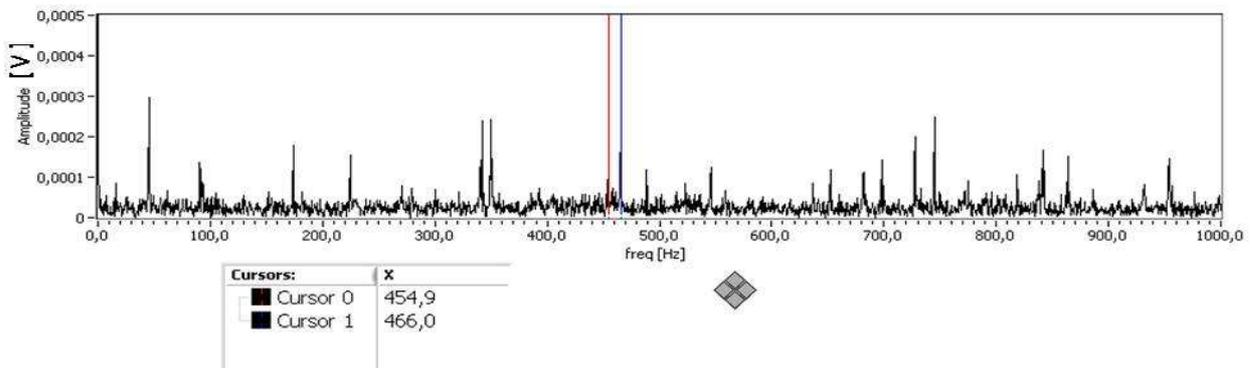
FFT accelerazione filtrata wavelet: cuscinetto danneggiato**FFT accelerazione filtrata wavelet: cuscinetto integro**

Figura 74 - Spettro di Fourier della accelerazione filtrata

Risultano estremamente visibili le armoniche di rotazione, compresa la rotazione del motore (46Hz), il quale, si ricorda, è collegato alla ruota numero 6 attraverso una trasmissione a cinghia avente rapporto 1:2.

Conviene sottolineare come già a partire dalla seconda armonica di rotazione (180 Hz vedi Tabella 10) sia visibile uno sdoppiamento delle linee spettrali di rotazione. Ciò è dovuto al fatto che le ruote ingrananti sono a 42 e 43 denti e che pertanto, le loro velocità di rotazione hanno un rapporto costante dato da 42/43. Nonostante il segnale analizzato provenga dall'accelerometro 1 montato sulla ruota N.3 (Z=43), esso risente anche della rotazione delle ruote a 42 denti.

Si osservi, solo a scopo di esempio (vedi cursori di Figura 74), come alle frequenze corrispondenti alla quinta armonica, siano visibili due linee spettrali a 454,9 Hz e a 466 Hz le quali rappresentano proprio le frequenze di rotazione (5° armonica) teoricamente previste per le due ruote, come si può evincere dal confronto con la Tabella 10

Le due linee spettrali a cavallo dei 350 Hz meritano una riflessione più accurata. Esse non possono essere associate alla quarta armonica di rotazione e d'altra parte, (Figura 75), si trovano proprio in corrispondenza delle frequenze tipiche del danneggiamento. Si noti infatti come le frequenze

teoricamente previste per il danneggiamento sulla pista esterna del cuscinetto siano di 342 Hz per la ruota a 43 denti e di 350 Hz per la ruota a 42 denti (Tabella 11).

Va però sottolineato il fatto che il difetto si trova solo su una pista e che pertanto la linea spettrale a 350 Hz non dovrebbe essere visibile, essendo il cuscinetto della ruota a 42 denti nuovo e assolutamente integro.

Inoltre si osservi come entrambe le linee spettrali siano presenti, con ampiezza di vibrazione sostanzialmente invariata, anche nella condizione di riferimento, con entrambi i cuscinetti integri. Ciò è sufficiente per ritenere le linee spettrali in parola non sono significative a fini diagnostici.

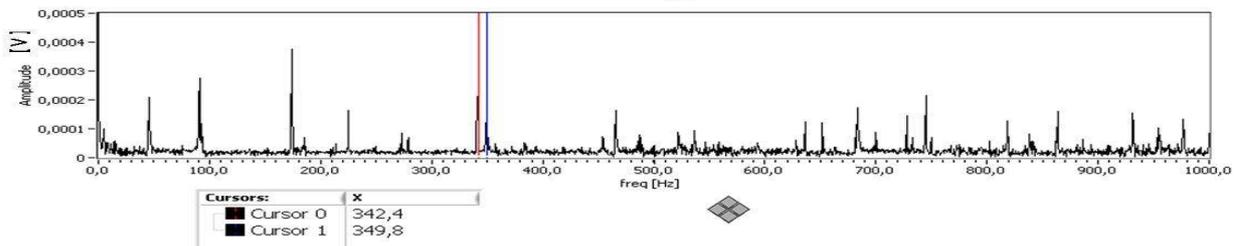
Tabella 11 - frequenze caratteristiche danneggiamento pista esterna

Frequenze caratteristiche danneggiamento V=5400 RPM					
Ruota	Mesh [Hz]	II arm. [Hz]	III arm. [Hz]	IV arm. [Hz]	V arm. [Hz]
Z43	342,08	684,15	1026,23	1368,31	1710,4
Z42	350,22	700,44	1050,66	1400,88	1751,1

Sembra invece più verosimile che gli accelerometri, in particolare l'accelerometro 1 da cui i segnali provengono, essendo montato proprio sulla pista esterna del cuscinetto, e trovandosi inoltre nella posizione angolare corrispondente alla direzione della risultante della reazione vincolare che si scarica sul supporto, risultino sensibili al passaggio del rullo.

Quanto sopra permette di concludere che l'utilizzo delle *wavelet*, almeno nelle modalità indicate, non risulta utile a fini di monitoraggio diagnostico nella applicazione esaminata.

FFT accelerazione filtrata wavelet: cuscinetto danneggiato



FFT accelerazione filtrata wavelet: cuscinetto integro

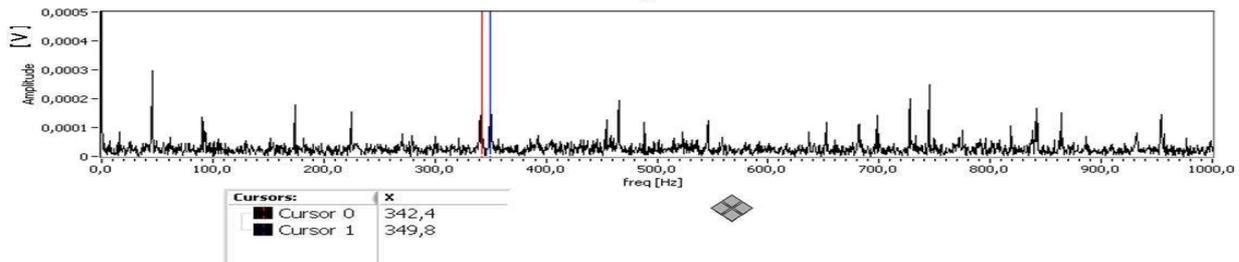


Figura 75 - Spettro di Fourier della accelerazione filtrata: linee spettrali 350 Hz

3.5.3. Utilizzo della tecnica dell'involuppo

Si tratta di un metodo adatto a rilevare segnali di tipo ripetitivo come quelli prodotti, di norma, dal danneggiamento sui cuscinetti. Trova impiego in tutti quei casi nei quali il danneggiamento non è tale da produrre vibrazioni visibili nello spettro delle frequenze proprie del cuscinetto, ma vengono eccitate frequenze diverse.

In tali casi il segnale eccitante e quello eccitato si combinano in maniera moltiplicativa dando luogo ad una modulazione di ampiezza. Il segnale eccitato viene identificato come segnale portante, mentre i segnali eccitanti, visibili come bande laterali intorno alla portante, vengono detti modulanti. Le modulanti sono le frequenze caratteristiche connesse al danneggiamento riscontrato sul cuscinetto (Figura 76).

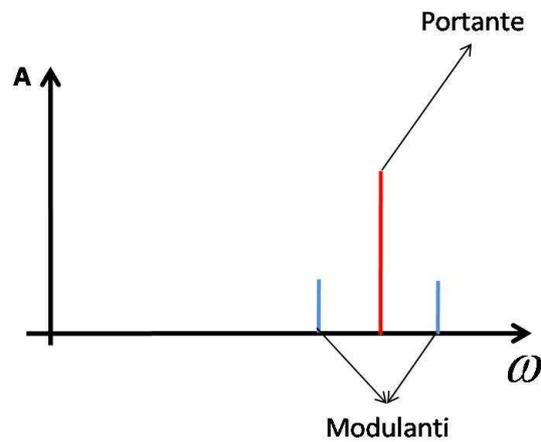


Figura 76 - Portante e modulante

Le frequenze caratteristiche di danneggiamento vengono messe in evidenza operando una demodulazione del segnale. Ciò viene fatto costruendo l'*inviluppo* del segnale, dato dalla funzione analitica definita da :

$$Z(t) = S(t) + j S_H(t)$$

Con

$$\begin{cases} S(t): \text{segnale in accelerazione} \\ S_H(t): \text{trasformata di Hilbert di } S(t) \\ j: \text{unità immaginaria} \end{cases}$$

La trasformata di *Hilbert* del segnale di accelerazione è definita dalla relazione

$$S_H(t) = H[S(t)] = \frac{1}{\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{S(\tau)}{t - \tau} d\tau$$

Data la sua natura complessa , la funzione $Z(t)$ può essere espressa nella forma canonica , come modulo e fase :

$$Z(t) = A(t) e^{j\Phi(t)}$$

con modulo $A(t)$ non negativo e fase $\Phi(t) \in [0, 2\pi]$

Definita a questo punto la frequenza istantanea come la quantità :

$$\nu(t) = \frac{1}{2\pi} \frac{d\Phi(t)}{dt}$$

e la pulsazione associata come :

$$\omega(t) = 2\pi \nu(t)$$

e verificate le cosiddette *condizioni di asintoticità*, secondo le quali debbono essere soddisfatte le relazioni:

$$\left| \frac{1}{A(t)} \frac{dA(t)}{dt} \right| \ll \omega(t) \quad \& \quad \left| \frac{1}{\omega(t)} \frac{d\omega(t)}{dt} \right| \ll \omega(t)$$

allora il segnale può essere ritenuto asintotico e le variazioni temporali della sua ampiezza e dalla sua frequenza possono essere accuratamente descritte dalle omologhe variazioni della funzione analitica associata.

La Figura 77, riportata a titolo di esempio, mostra un segnale base modulato in ampiezza (rosso) e l'involuppo di questo (nero) dato dalla ampiezza della funzione analitica associata. Si osservi come il modulo del segnale analitico rappresenti con accuratezza l'andamento temporale delle ampiezze sul segnale originario.

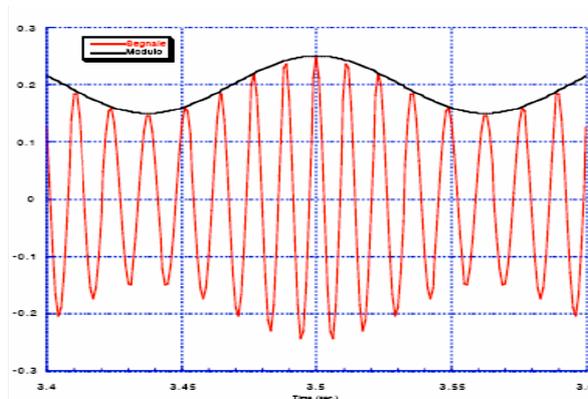


Figura 77 - Modulazione di ampiezza

Una volta valutata la funzione analitica come sopra descritto è possibile visualizzare lo spettro di *Fourier* della ampiezza istantanea $A(t)$. In esso saranno visibili le frequenze modulanti (frequenze di danneggiamento) in banda base come riassunto nella Figura 78

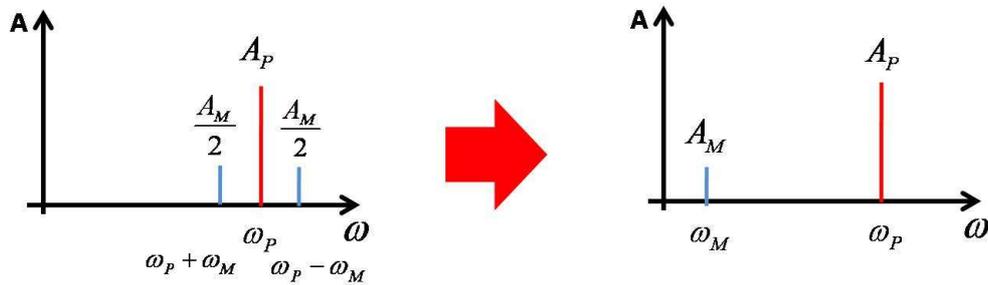


Figura 78 - Demodulazione in banda base del segnale

L'idea di utilizzare la demodulazione dei dati è nata dall'osservazione dello spettro frequenzimetrico del segnale grezzo (Figura 79). Considerata infatti la frequenza caratteristica di ingranamento, è facile notare la presenza di numerose linee spettrali sia come bande destre che come bande sinistre rispetto ad essa.

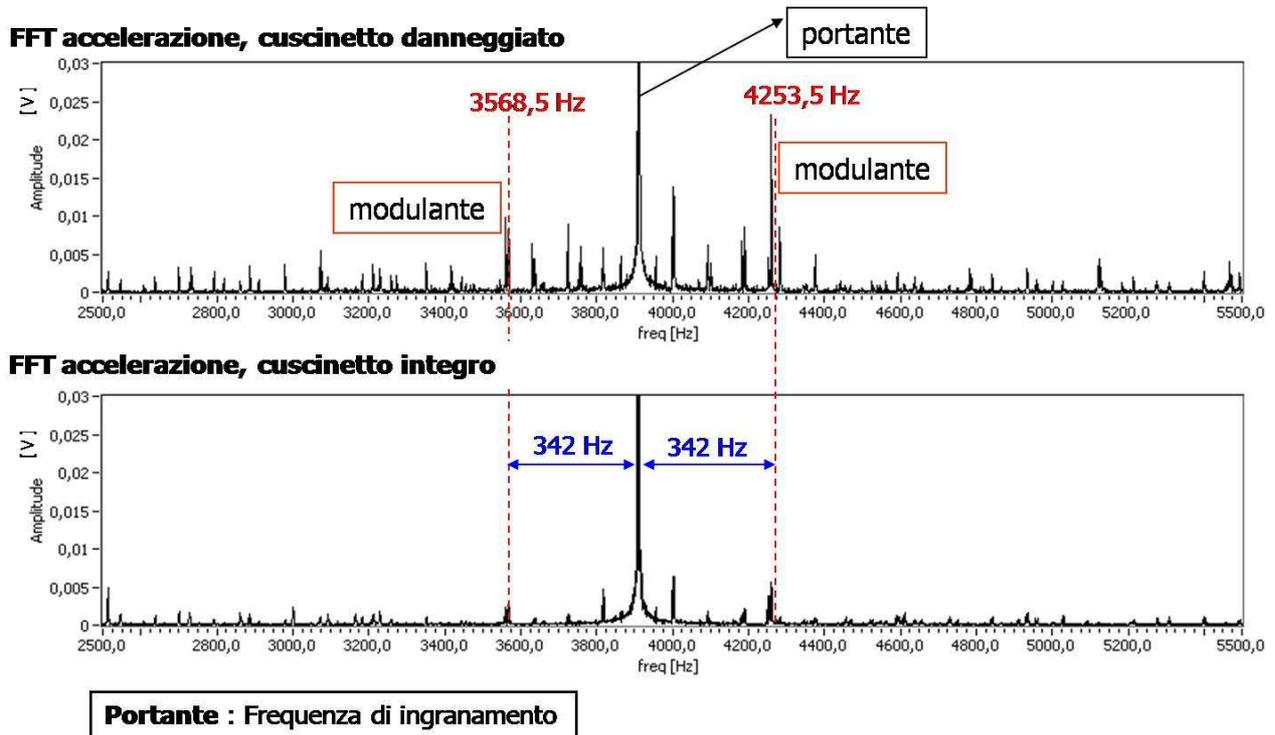


Figura 79 - Spettro di *Fourier* delle accelerazioni: modulazione di ampiezza sulla frequenza di ingranamento

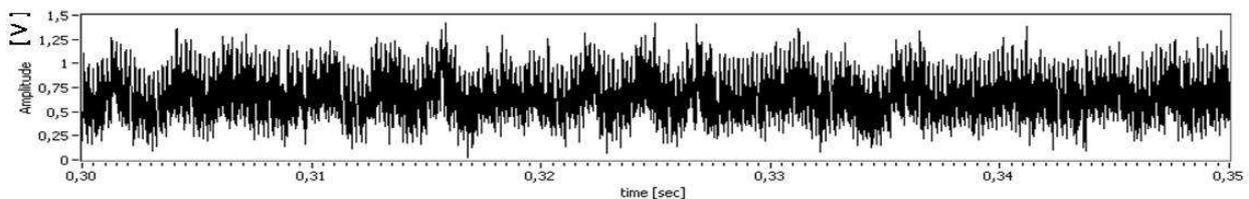
Risultano estremamente evidenti , per lo meno nel segnale con danneggiamento, le linee spettrali dovute alla rotazione del motore e le linee spettrali dovute alle prime 3 armoniche di rotazione

(bande laterali). Queste sono ovviamente da interpretarsi come segnali modulati sulla portante data dalla frequenza di ingranamento.

Sembrano inoltre significative le due linee, evidenziate dalla presenza dei cursori, le quali si trovano a circa 342 Hz (frequenza di danneggiamento) di distanza rispetto alla portante. A ben vedere si tratta in realtà di una coppia di linee spettrali, quindi a rigore potrebbe essere un effetto moltiplicativo sulle frequenze già viste nel capitolo precedente. L'interesse nell'approfondire l'indagine nasce però dalla constatazione che le armoniche in parola sembrano molto più evidenti nel caso di danneggiamento che non nella condizione di riferimento.

La figura successiva mostra l'andamento temporale della ampiezza istantanea della funzione analitica. Come in precedenza, non possono essere riscontrati segni evidenti della presenza del danneggiamento sul cuscinetto. Si noti come, fatta eccezione per un poco significativo aumento della ampiezza media nel caso del segnale con danneggiamento, i due segnali siano sostanzialmente paragonabili.

Ampiezza istantanea cuscinetto danneggiato



Ampiezza istantanea cuscinetto integro

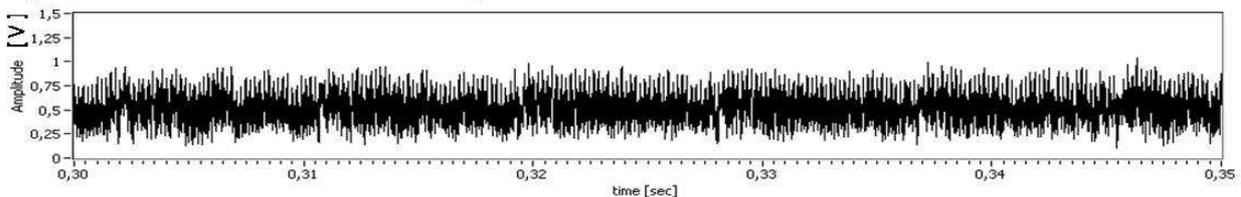


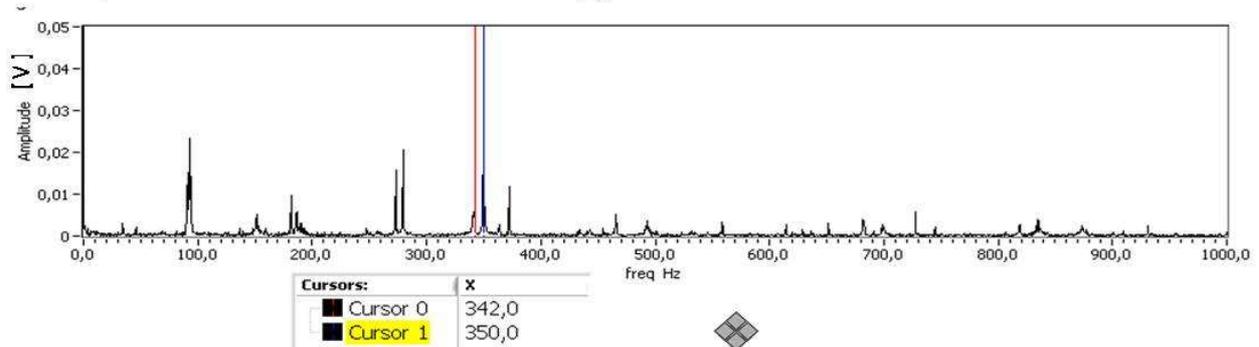
Figura 80 - ampiezza istantanea segnale demodulato

Nella Figura 81 viene riportato lo spettro frequenzimetrico della accelerazione grezza demodolata. In maniera non dissimile da quanto visto nella analisi mediante *wavelet*, risultano sempre visibili le frequenze di rotazione come linee spettrali sdoppiate e risultano sempre evidenti le due linee spettrali a cavallo dei 350 Hz .

Anche in questo caso la presenza della armonica a 350 Hz connessa al danneggiamento sul cuscinetto della ruota a 42 denti (cuscinetto in realtà integro), nonché la presenza di entrambe le

linee nel caso di cuscinetti non danneggiati (condizione di riferimento), portano a ritenere le linee spettrali in parola scarsamente significative a fini di monitoraggio.

FFT ampiezza istantanea cuscinetto danneggiato



FFT ampiezza istantanea cuscinetto integro

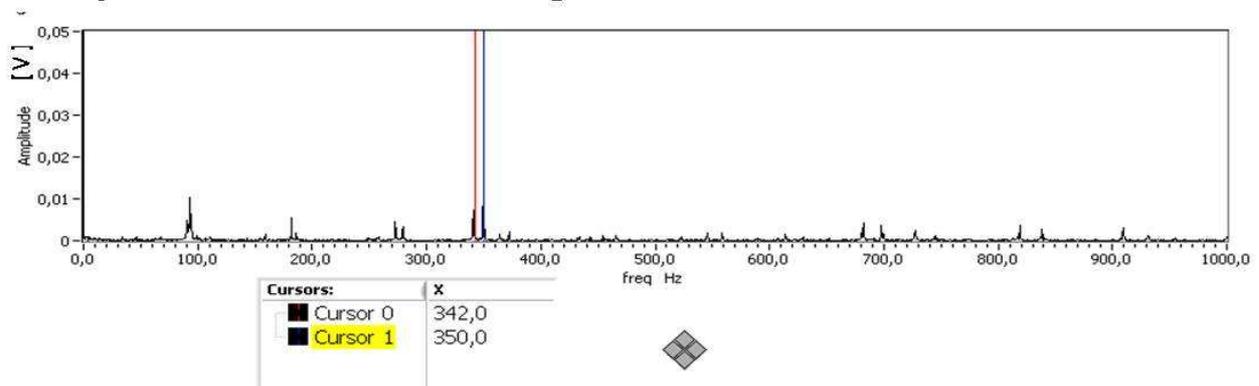


Figura 81 - Spettro di Fourier dell'ampiezza istantanea del segnale demodolato

Se ne deduce che la tecnica dell'involuppo non può essere usata a fini diagnostici, nei termini sopra descritti e per l'applicazione analizzata

3.6. Metodologia diagnostica innovativa

Dalle analisi svolte fino a questo punto, risulta evidente la necessità di sviluppare delle tecniche in grado di separare il segnale connesso al funzionamento degli ingranaggi, sia le componenti di ingranamento che quelle di rotazione, dal segnale legato alla cinematica dei cuscinetti.

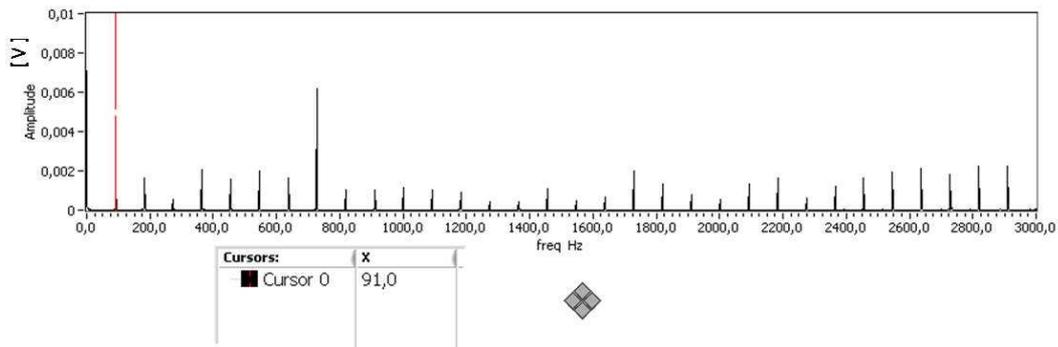
Ciò potrebbe essere fatto facendo riferimento alle differenti proprietà statistiche possedute dalle due componenti in esame, tenendo, ovviamente, nella necessaria considerazione il fatto che esse possono essere fra loro combinate sotto forma moltiplicativa (con modulazione di ampiezza), oltre che sotto forma additiva.

Il problema di fondo, che è necessario superare, è legato al fatto che le componenti di segnale, contenenti le informazioni sul danneggiamento del cuscinetto, sono pesantemente mascherate dalle componenti dovute all'ingranamento delle ruote, largamente predominanti.

L'idea alla base dell'analisi qui presentata è quella di sfruttare il carattere strettamente periodico del segnale connesso all'ingranamento, al fine di sottrarlo al dato grezzo. Infatti, quando anche vi fossero delle leggere fluttuazioni nella velocità di rotazione delle ruote, queste sarebbero naturalmente compensate dal ricampionamento sincrono del segnale, fatto utilizzando il segnale tachimetrico. La media sincrona così ottenuta conterrà, per definizione, solo delle componenti frequenziali discrete e multiple della frequenza fondamentale.

A scopo di esempio la Figura 82 mostra lo spettro di *Fourier* delle firme vibratorie fatte sulle ruote a 43 e a 42 denti. Si osservi come vi siano in sostanza esclusivamente le linee spettrali multiple della frequenza di rotazione dell'albero. Le precedenti osservazioni ben si prestano ad argomentare come la sottrazione delle firme vibratorie dal segnale grezzo risulti particolarmente efficace al fine di eliminare dal grezzo tutte le informazioni inerenti alla rotazione delle ruote e all'ingranamento e pertanto, come risulti efficace al fine di evidenziare le componenti asincrone delle vibrazioni registrate.

FFT firma vibratoria Z43



FFT firma vibratoria Z42

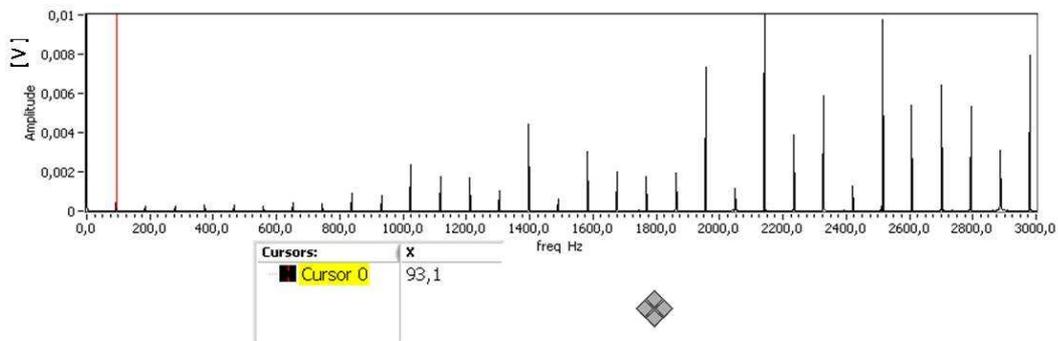


Figura 82 - FFT delle firme vibratorie

Se, da un lato, si è detto del carattere marcatamente periodico del segnale legato alle ruote, d'altra parte, come mostrato in letteratura da più autori [28, 29, 30], per quanto riguarda i cuscinetti nelle reali condizioni di esercizio, è lecito attendersi una certa percentuale di slittamento, sia pur piccola, dei corpi volventi sulle piste, in relazione alla posizione del difetto sulla pista e alla reale distribuzione del carico. Ciò ha come conseguenza il fatto che gli impatti del corpo volvente sul difetto, non si riproducono in maniera esattamente periodica, nell'intervallo che va da un giro al giro successivo.

Sia pur piccolo, tale effetto è sufficiente per potere escludere la vibrazione, legata alla presenza del difetto sul cuscinetto, dalla classe dei fenomeni strettamente periodici. Il lieve slittamento di carattere casuale di cui sopra infatti, induce dei cambiamenti radicali nelle caratteristiche del segnale, il quale non può più essere pensato come strettamente periodico, almeno nelle sue componenti legate ai cuscinetti. Per tale motivo è lecito attendersi che le informazioni legate alla presenza del danneggiamento debbano essere presenti nelle componenti asincrone dei segnali acquisiti.

Questo, unitamente all'effetto mascherante esercitato dalle armoniche di ingranamento, sembra essere verosimilmente il motivo per cui le analisi condotte fino a questo punto si sono rivelate infruttuose.

3.6.1. Analisi delle componenti asincrone: il segnale sottrazione

Il metodo di analisi ha un duplice obiettivo: il primo è quello di escludere dal segnale grezzo le componenti legate all'ingranamento e alla rotazione delle ruote, al fine di verificare se, rimosso tale effetto mascherante, è possibile rilevare la presenza del danneggiamento. Il secondo è quello di sfruttare in maniera più diretta la non perfetta periodicità del fenomeno connesso al passaggio dei rulli sul difetto, al fine di distinguere questo fenomeno dalle altre componenti vibratorie presenti sul banco.

Se da un lato la componente di segnale contenente l'informazione sul difetto del cuscinetto deve essere presente nel segnale accelerometrico grezzo, d'altro canto questa viene automaticamente cancellata nell'esecuzione delle operazioni di media, fatte nel calcolo delle firme vibratorie, proprio in virtù del carattere aleatorio sopra descritto, che assimila il segnale dovuto al danneggiamento ad un rumore di fondo.

Proprio al fine di mettere in risalto il passaggio del rullo sul difetto, si è deciso di analizzare il segnale *sottrazione*.

Il *segnale sottrazione* è ciò che resta dalle accelerazioni grezze qualora ad esse vengano sottratte le firme vibratorie relative alle ruote mutuamente ingrananti.

L'operazione per il calcolo del *segnale sottrazione* è in realtà, almeno da un punto di vista numerico, non del tutto semplice. Indicando infatti con G il segnale grezzo e con SA_{42} ed SA_{43} le firme vibratorie fatte sulle ruote a 42 e 43 denti rispettivamente, l'operazione dovrebbe prevedere il seguente calcolo:

$$\text{segn. sottrazione} = G - (\lambda_1 SA_{43}) - (\lambda_2 SA_{42})$$

In buona sostanza si dovrebbe eliminare dal segnale grezzo una combinazione delle firme vibratorie. Tale combinazione è però di difficile individuazione, tenuto conto che non è nota l'energia legata ai fenomeni asincroni presenti nel segnale di partenza. Ma quand'anche fosse noto il valore dell'RMS del segnale sottrazione non saremmo comunque in grado di valutare i coefficienti λ_1 e λ_2 della combinazione. Infatti l'operazione precedente dovrebbe essere effettuata con il vincolo di conservazione della energia, espresso dalla relazione:

$$RMS^2(\text{segn. sottrazione}) = RMS^2(G) - RMS^2(\lambda_1 SA_{43}) - RMS^2(\lambda_2 SA_{42})$$

ma rimarrebbe comunque l'incertezza sul livello di energia da associare a ciascuna firma vibratoria e pertanto l'incertezza sui valori dei coefficienti. Il problema è stato risolto eseguendo il calcolo della seconda firma vibratoria in maniera non convenzionale.

Il calcolo procede nella maniera di seguito riassunta:

- A partire dal dato grezzo, viene calcolata la firma vibratoria su 43 denti
- Si sottrae al segnale grezzo la media sincrona così calcolata. Conviene precisare che tutte le operazioni di media ma anche di sottrazione, non possono che essere fatte per punti omologhi. Ne consegue che la sottrazione di cui sopra deve essere fatta utilizzando il dato grezzo ricampionato negli N punti scelti all'interno del giro per l'operazione di ricampionamento sincrono che porta al calcolo della firma vibratoria stessa. Si indica con *grezzo-sincrono_43* il segnale così ottenuto. Tale segnale ha una ottima proprietà: in esso sono quasi completamente scomparse le componenti vibratorie legate all'ingranamento e sono state completamente eliminate le componenti di vibrazione legate alla rotazione degli alberi delle ruote Z43. Ciò non è ancora sufficiente: il segnale infatti contiene le informazioni connesse alla rotazione degli alberi delle ruote Z42, che vogliamo eliminare.

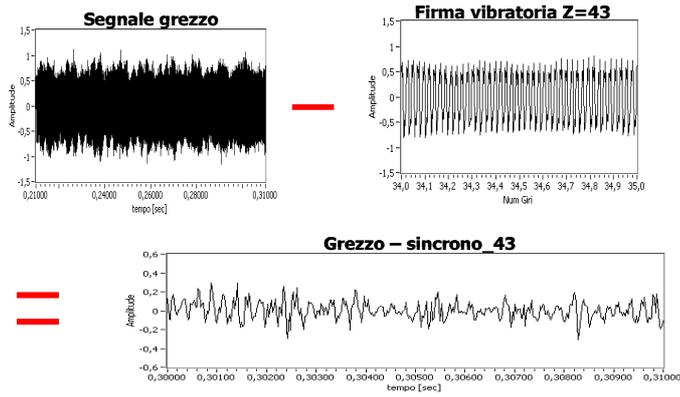


Figura 83 - calcolo del segnale grezzo-sincrono_43

- A questo punto non viene calcolata una firma vibratoria su 42 denti, ma viene in realtà ricampionato in maniera sincrona il segnale differenza ottenuto al punto precedente, che diviene il dato di partenza da cui calcolare una nuova media sincrona. E' inutile precisare che pertanto, quella così determinata, non è una vera e propria firma vibratoria, ma deve semplicemente intendersi come la maniera di evidenziare i contributi legati alla rotazione della ruota a 42 denti, ancora presenti nel dato *grezzo-sincrono_43*.

Per questo motivo il segnale così determinato viene indicato con il nome di *pseudo_firma_vibratoria*

- La *pseudo_firma_vibratoria* su 42 denti calcolata al punto precedente, viene sottratta al segnale *grezzo-sincrono_43*. Il segnale sottrazione così ottenuto, oltre che risolvere i problemi legati alla determinazione dei coefficienti λ_1 e λ_2 , risponde proprio alla esigenza di eliminare dal dato grezzo quell'effetto mascherante legato alla fortissima predominanza delle componenti di ingranamento e di rotazione delle ruote.

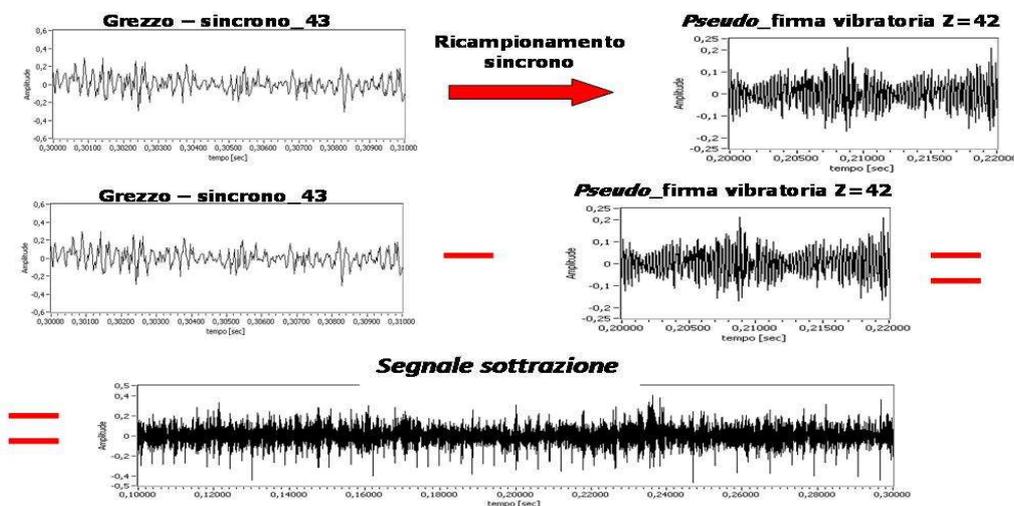


Figura 84 - calcolo del segnale sottrazione

3.6.2. Ciclostazionarietà e algoritmo di correlazione

Come già si è detto, alcuni autori sono concordi nel ritenere valida l'assunzione secondo cui il segnale, prodotto dal passaggio del corpo volvente sul difetto, debba essere escluso dalla classe dei fenomeni periodici, essendo il fenomeno in parola, affetto da una certa aleatorietà dovuta all'effetto dei microstrisciamenti cui i rulli vanno soggetti, o possono andare soggetti, durante l'esercizio [28, 29, 30].

Nella presente analisi si assume, salvo una verifica a posteriori dei risultati ottenuti, che il fenomeno legato alla cinematica del cuscinetto danneggiato non sia periodico ma che possa però, essere annoverato nella classe dei fenomeni *ciclo-stazionari*. Conviene in questa sede riprendere il concetto base di *ciclostazionarietà*: un segnale viene classificato come *ciclo-stazionario* (al secondo ordine) quando la sua funzione di autocorrelazione bidimensionale $R_{XX}(t, \tau)$ è periodica in t , anche se non sussiste la medesima periodicità per il segnale di partenza.

La funzione autocorrelazione viene definita dalla relazione:

$$R_{XX}(t, \tau) = E[S(t) S^*(t + \tau)]$$

A partire da tale definizione viene calcolata la funzione di autocorrelazione del segnale sottrazione.

L'algoritmo di calcolo prevede la valutazione della matrice di autocorrelazione secondo la procedura di seguito riportata:

- determinato il *segnale sottrazione* come si fissa un valore del tempo t , ad esempio t_1
- intendendo con S_g il segnale sottrazione, si fissa la coppia $[S_{g1}, t_1]$ e si calcolano i prodotti

$$P_j = S_{g1} S_{gj} \text{ con } j = 1, 2, \dots, N$$

- si valuta il vettore dei ritardi τ come

$$\tau_j = |t_1 - t_j|$$

- si costruisce la funzione autocorrelazione, per il momento come sola funzione di τ , attraverso l'operazione :

$$R_{XX}^{(j)}(t = t_1, \tau) = [P_j, \tau_j]$$

- si varia il valore di t e si ripete la procedura per tutti i valori di t

$$t = t_i \text{ con } i = 1, 2, \dots, N$$

Con N si intende in questo caso, non la dimensione del segnale di partenza, ma il primo numero intero inferiore alla metà. Ciò viene fatto per evitare il valore zero nell'esecuzione dei prodotti P_j .

Alla fine si costruisce la funzione di autocorrelazione nelle due variabili t e τ nella forma matriciale:

$$R_{XX}(t, \tau) = \begin{bmatrix} R_{XX}(t_1, \tau_1) & R_{XX}(t_1, \tau_2) & \dots & R_{XX}(t_1, \tau_N) \\ R_{XX}(t_2, \tau_1) & R_{XX}(t_2, \tau_2) & \dots & R_{XX}(t_2, \tau_N) \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ R_{XX}(t_N, \tau_1) & R_{XX}(t_N, \tau_2) & \dots & R_{XX}(t_N, \tau_N) \end{bmatrix}$$

La fig. 41 mostra la R_{XX} calcolata per tre soli valori di t ed opportunamente distanziati per chiarezza di rappresentazione,

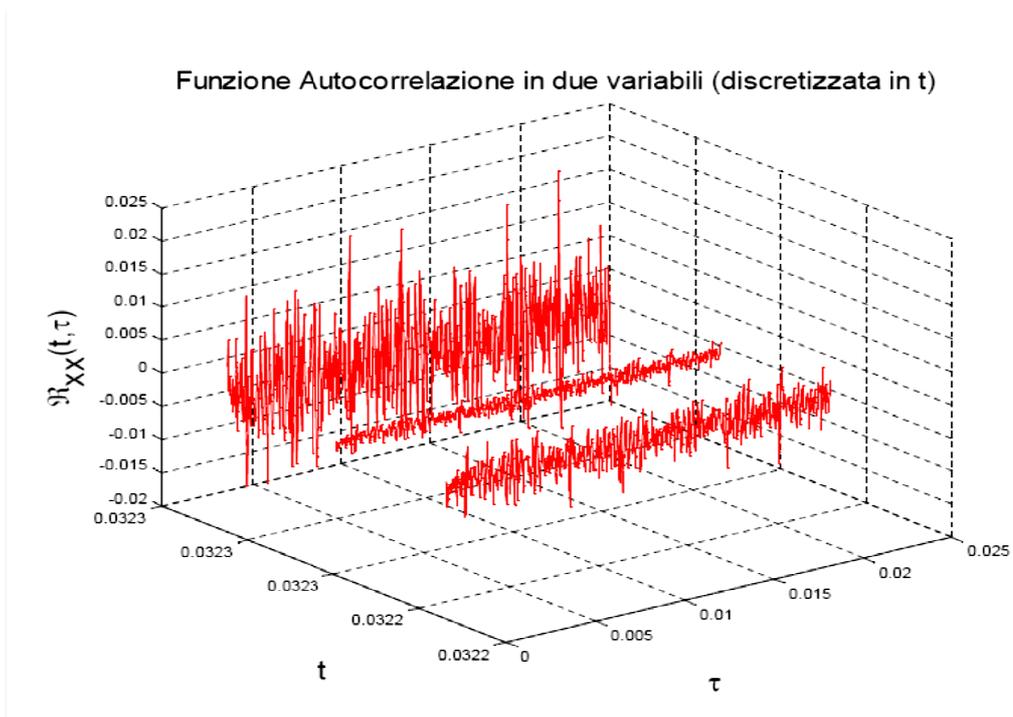


Figura 85 - funzione di autocorrelazione

3.6.3. Analisi dei risultati

La Figura 86 riporta la R_{XX} come funzione di t , estratta per un valore fissato di τ .

Funzione di autocorrelazione come funzione di t

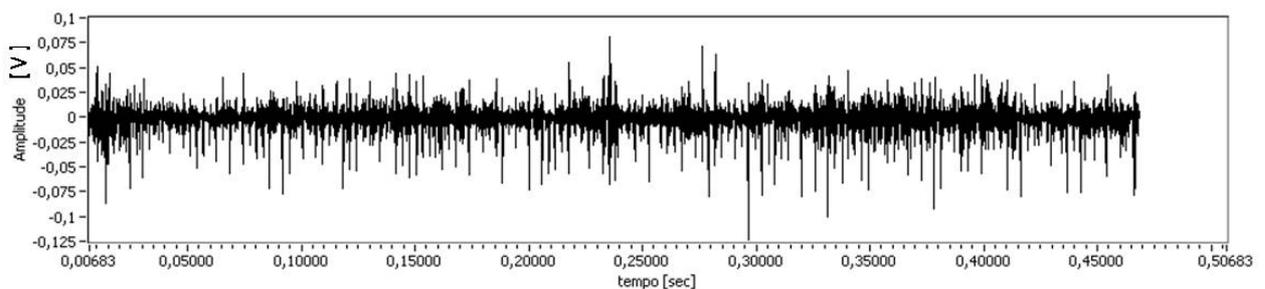


Figura 86 - funzione di autocorrelazione

Si osservi come la R_{XX} abbia un carattere marcatamente periodico in t , in accordo alle assunzioni iniziali di ciclostazionarietà, e, come il periodo sia proprio dato dalla frequenza caratteristica del danneggiamento. La figura successiva mostra un ingrandimento della autocorrelazione con riportate le indicazioni sui picchi di vibrazione.

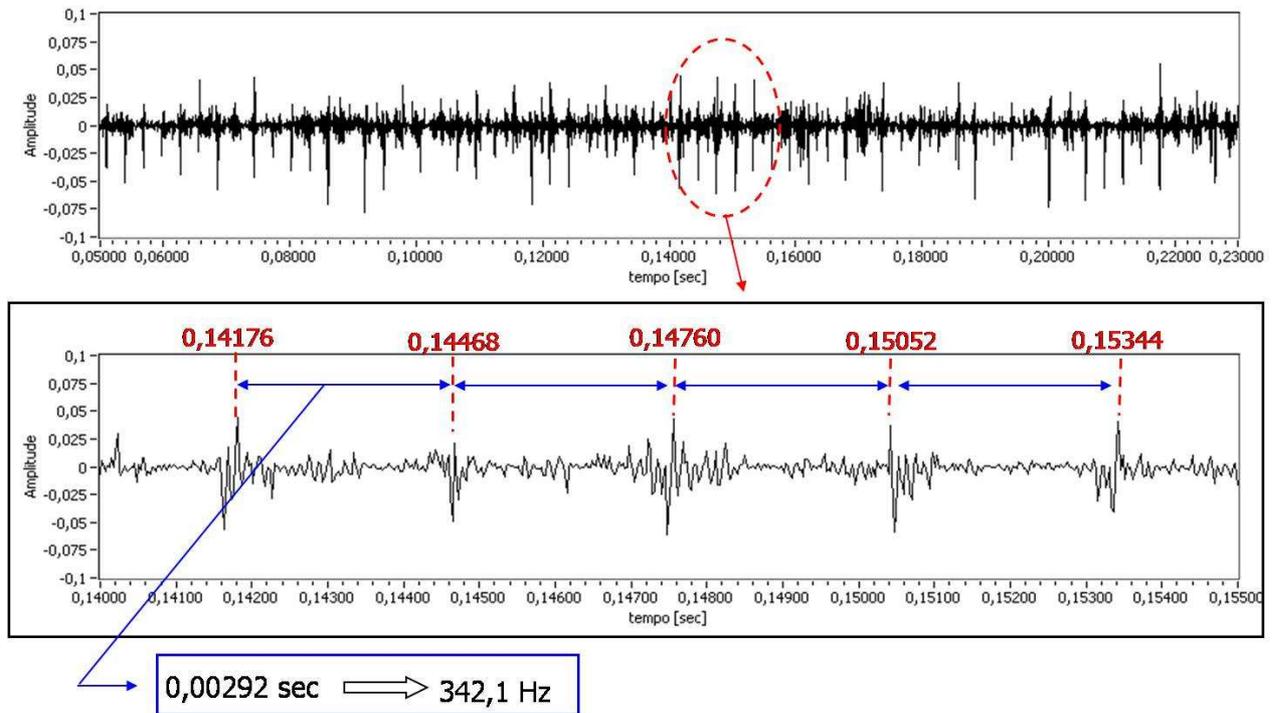


Figura 87 - funzione di autocorrelazione: ingrandimento

E' immediato verificare come l'intervallo tra i picchi corrisponda proprio a 342 Hz, frequenza caratteristica del danneggiamento.

Risulta essere molto espressivo confrontare la funzione di autocorrelazione, valutata come funzione di t , nel caso di cuscinetto danneggiato e nel caso di cuscinetto integro. Si noti come solo nel caso di presenza del danneggiamento (Figura 88), la $R_{XX}(t, \tau = \bar{\tau})$ denunci la presenza del difetto, assumendo l'andamento a picchi impulsivi, tipico della vibrazione del corpo volvente sul danno della pista.

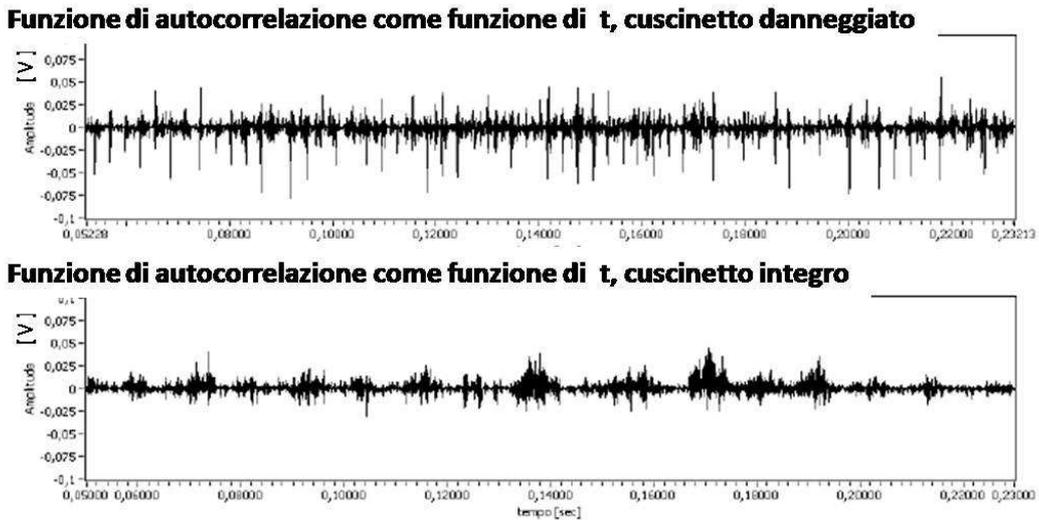


Figura 88 - confronto tra le funzioni di autocorrelazione

La Figura 89 mostra un confronto tra gli spettri della funzione di autocorrelazione in presenza di danneggiamento e nella condizione di riferimento. Si osservi la linea spettrale a 342 Hz unitamente alla seconda armonica. Il sistema secondo la procedura descritta sembra in grado di verificare la presenza del danneggiamento anche in maniera automatica. Basterebbe infatti verificare le ampiezze in corrispondenza delle frequenze di danneggiamento teoricamente previste e confrontarle con uno spettro di riferimento.

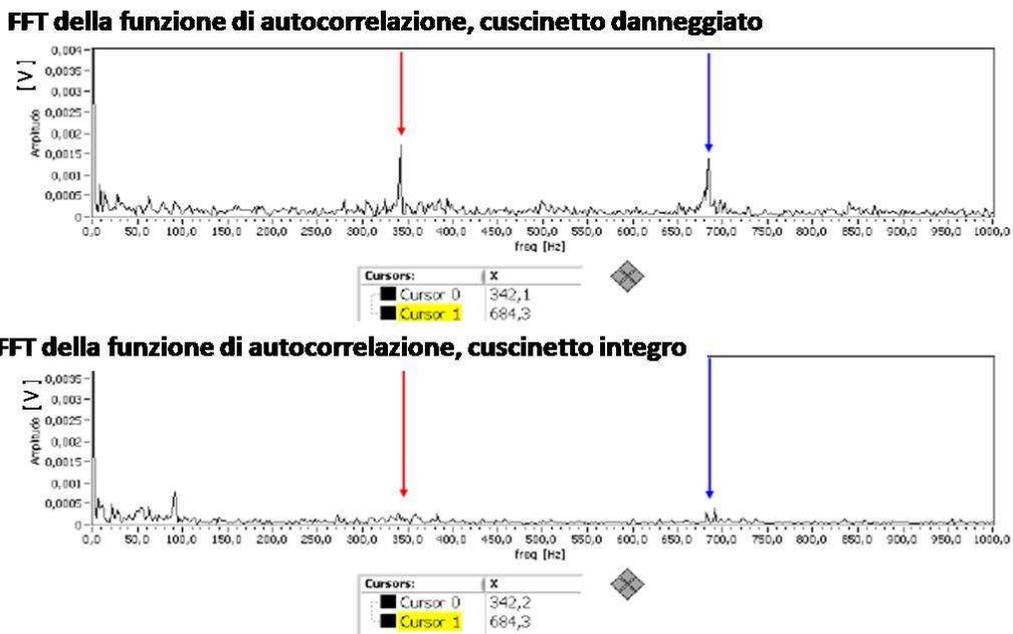


Figura 89 - FFT della funzione di autocorrelazione

I risultati ottenuti permettono di concludere che l'analisi condotta sulla base della assunzione di *ciclostazionarietà* del fenomeno connesso al danno sul cuscinetto, risulta enormemente indicata alla applicazione.

3.7. Conclusioni

Il banco prova *Closed_Loop* e tutta la strumentazione di monitoraggio e controllo utilizzata presso il *CRTM* ha permesso di effettuare prove sperimentali di diagnostica sul cuscinetto volvente, analizzando ed elaborando i dati registrati durante il funzionamento di una scatola ad ingranaggi completa. Ciò ha reso possibile la verifica dell'affidabilità diagnostica dei sistemi implementati, nel caso di danneggiamento di un cuscinetto volvente nelle sue reali condizioni di funzionamento, obbligando lo sperimentatore ad affrontare e superare tutti i problemi derivanti dalla applicazione reale. Tra questi la necessità di risolvere, nell'analisi delle vibrazioni, le problematiche relative alla presenza di componenti vibratorie predominanti (frequenze di ingranamento e rotazione degli ingranaggi) e non significative a scopi diagnostici, anzi componenti vibratorie che rappresentano un effetto di disturbo sulle informazioni relative al danneggiamento. Ciò ha reso possibile la progettazione, lo sviluppo e la verifica sul banco, di un algoritmo diagnostico innovativo che ha dimostrato di essere efficiente nella rilevazione del danneggiamento, anche in presenza di tutti gli effetti di disturbo derivanti dal generale funzionamento del banco e della attrezzatura utilizzata.

Le prove sperimentali hanno permesso l'elaborazione dei dati acquisiti in corrispondenza di 4 condizioni operative, in termini di velocità e carico applicato, e, per ognuna di esse, la verifica dell'algoritmo diagnostico che ha mostrato risultati estremamente incoraggianti.

Il metodo utilizzato ha caratteristiche che lo rendono, almeno alla luce della sperimentazione condotta fino a questo punto, idoneo alla applicazione industriale. Tra queste la semplicità nell'esecuzione del calcolo, la versatilità di utilizzo e la generalizzabilità della procedura.

4.Sistema di monitoraggio e analisi per cuscinetti fluidodinamici

Il lavoro di ricerca qui sintetizzato riferisce intorno all'attività teorica e sperimentale su cuscinetti idrodinamici a pattini oscillanti. Tale attività, maturata nell'ambito del dottorato di ricerca in Ingegneria Meccanica dell'Università di Pisa è stata svolta presso la Texas A&M University e più precisamente presso le strutture del Turbomachinery Laboratory.

L'attività ha riguardato inizialmente l'approfondimento teorico sui modelli di monitoraggio delle caratteristiche di funzionamento dei cuscinetti idrodinamici , la quale ha successivamente portato alla implementazione di metodi analitici per la determinazione del comportamento dinamico degli stessi cuscinetti. Una fase sperimentale è stata infine condotta, con attività di test su componente, mediante l'utilizzo di una attrezzatura di prova disponibile presso la Texas A&M University. L'attività sperimentale ha permesso il monitoraggio dei cuscinetti e la valutazione sia delle caratteristiche statiche che dei coefficienti rotordinamici.

4.1. Descrizione della attrezzatura di prova

In Figura 90 è riportata una sezione del banco prova. Il banco è costituito da un telaio rigido diviso in due metà. Il rotore (diametro 102 mm) è sostenuto da due cuscinetti obliqui a sfere. Lo statore è flottante e la sua posizione assiale è registrata mediante tiranti (*pitch stabilizer*) disposti circolarmente a 120° . Un carter flessibile per la tenuta del lubrificante è direttamente ancorato allo statore e al supporto mediante collegamenti filettati. Il rotore è azionato da una turbina ad aria.

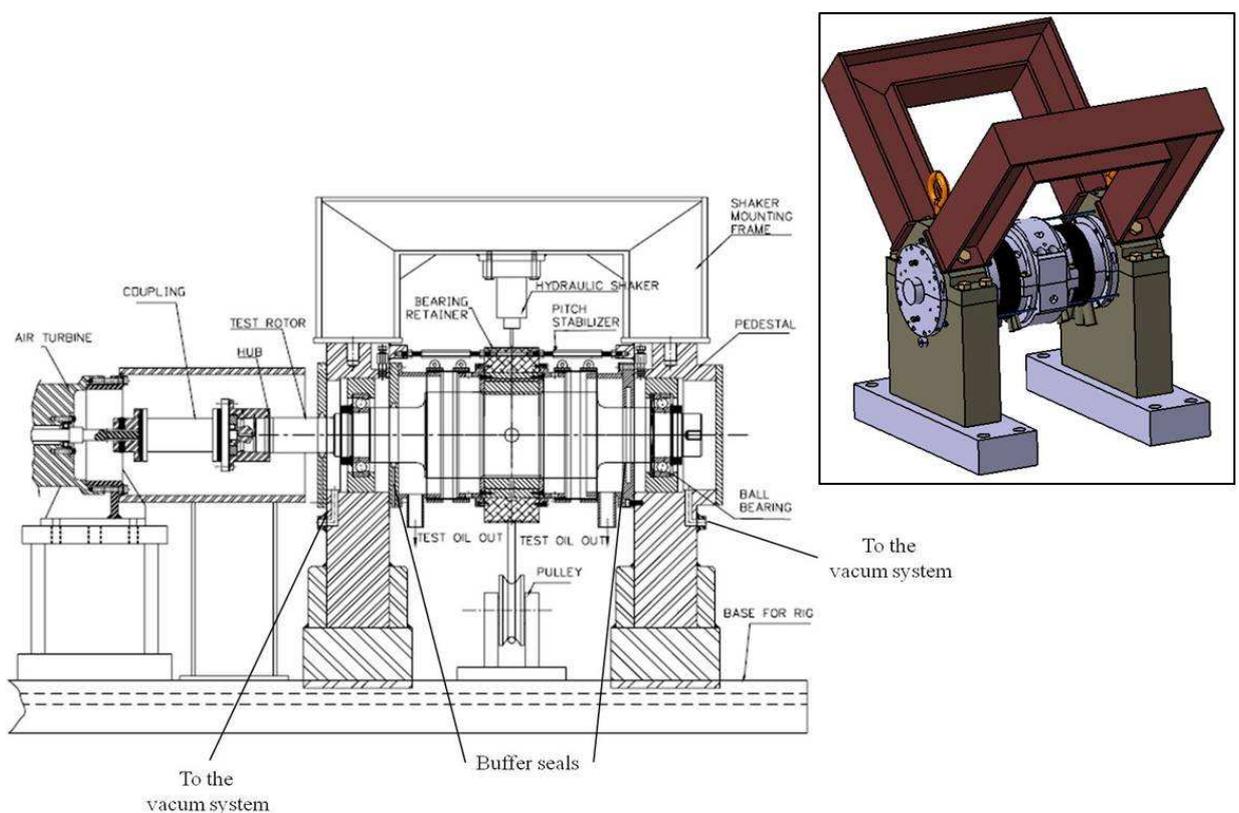


Figura 90 - banco prova TPJB

L'albero è collegato alla turbina mediante un doppio giunto. Due tenute ad aria evitano il miscelamento tra il lubrificante del cuscinetto in prova ed il lubrificante dei cuscinetti roller. Una terza tenuta (lato turbina) viene utilizzata per evitare la fuoriuscita del lubrificante.

4.1.1. Sezione test

Telaio

Il telaio è realizzato in acciaio *AISI 1040* e disegnato in due metà. In Figura 91 se ne riporta uno schema.

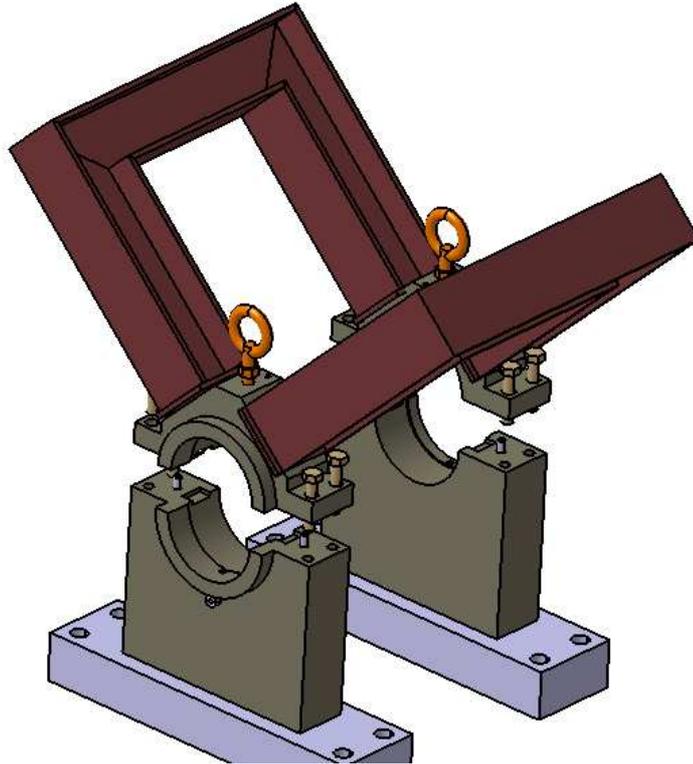


Figura 91 - telaio

L'allineamento è garantito da quattro spine. Le sedi cilindriche sono rettificate ed alloggianno i supporti per i cuscinetti roller. Due sedi rettangolari sono ricavate nella parte interna per facilitare il montaggio dei cuscinetti roller e fungono da sistema di appoggio e anti rotazione per le sedi cuscinetto (Figura 92).

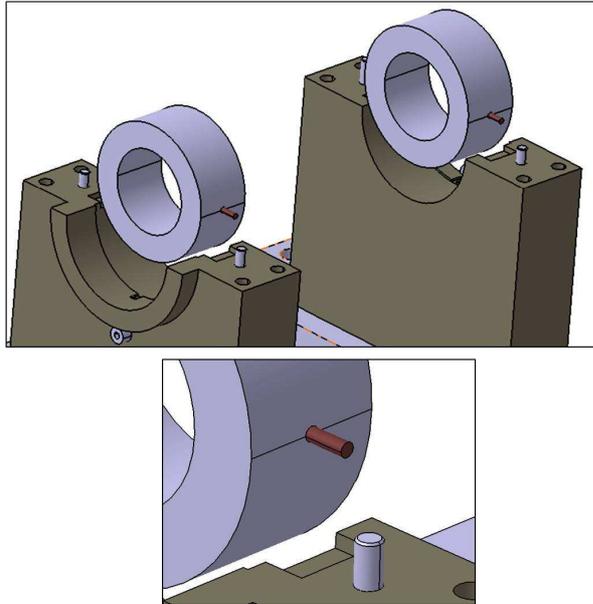


Figura 92 - montaggio cuscinetti roller

Un foro di adduzione lubrificante (lubrificazione roller) è ricavato nella parte superiore e uno scarico con doppio foro cilindrico nella parte inferiore (Figura 93).

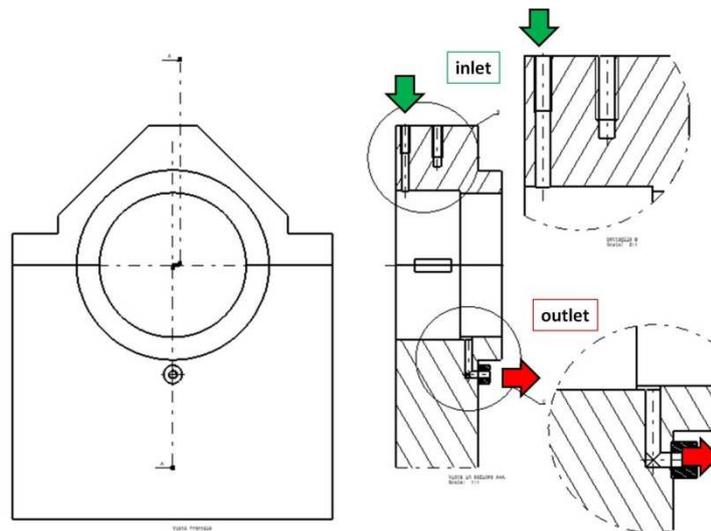


Figura 93 - fori di lubrificazione cuscinetti roller

Parti integranti del telaio sono i due piedistalli disposti a 90° ed utilizzati per l'ancoraggio degli *sheker*. Questi sono realizzati con profilato in acciaio a doppio T saldato. La corretta disposizione è garantita dalle lavorazioni sulle sedi di appoggio (sul telaio superiore). Il collegamento è garantito con viti mordenti (M18).

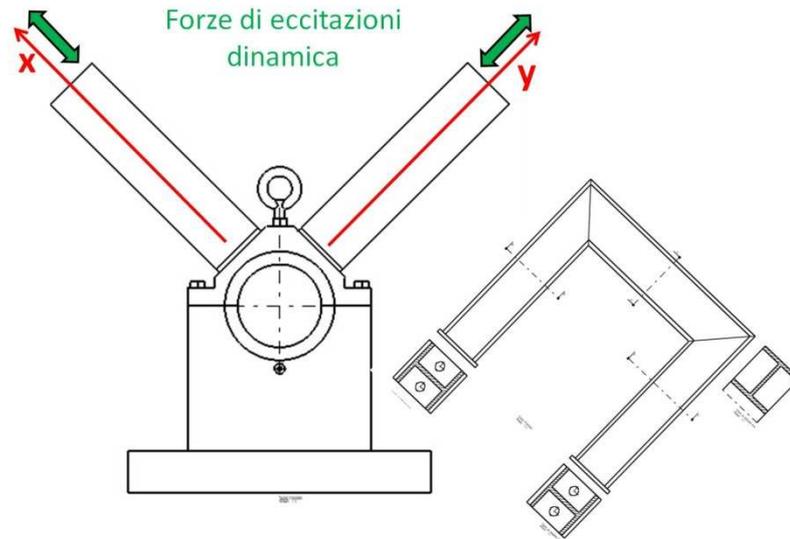


Figura 94 - piedistalli superiori

Statore

Lo statore è utilizzato per l'alloggiamento del cuscinetto in prova. E' realizzato in acciaio e diviso in due metà per facilitare le operazioni di assemblaggio (Figura 95). Il posizionamento delle due metà è assicurato da due spine cilindriche e l'accoppiamento garantito da 4 viti mordenti (M14). Lo statore ha all'interno una cava circolare che funge da sistema di distribuzione del lubrificante per il cuscinetto in prova.

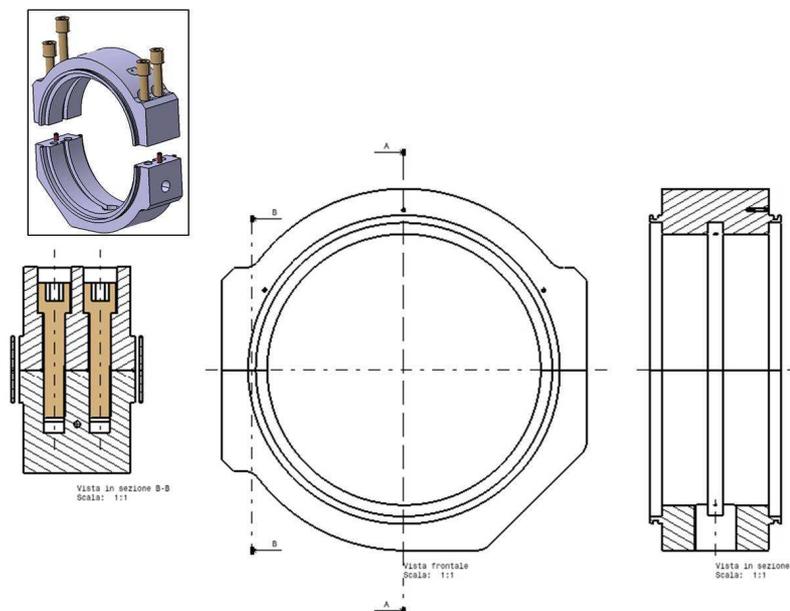


Figura 95 - statore

Sono realizzate sulla sua superficie le interfacce per l'installazione dei sensori:

- Due accelerometri monoassiali allineati con le due direzioni ortogonali di applicazione del carico dinamico
- Un trasduttore di pressione con punto di misura in corrispondenza del collettore di distribuzione lubrificante
- Una termocoppia con punto di misura in corrispondenza del collettore di distribuzione lubrificante
- Raccordo per ingresso lubrificante (M28 , $\phi 16$)

Sono inoltre ricavate sulla superficie le interfacce filettate per il collegamento al sistema di applicazione del carico dinamico e del carico statico e l'interfaccia per il collegamento al sistema di lubrificazione (Figura 96).

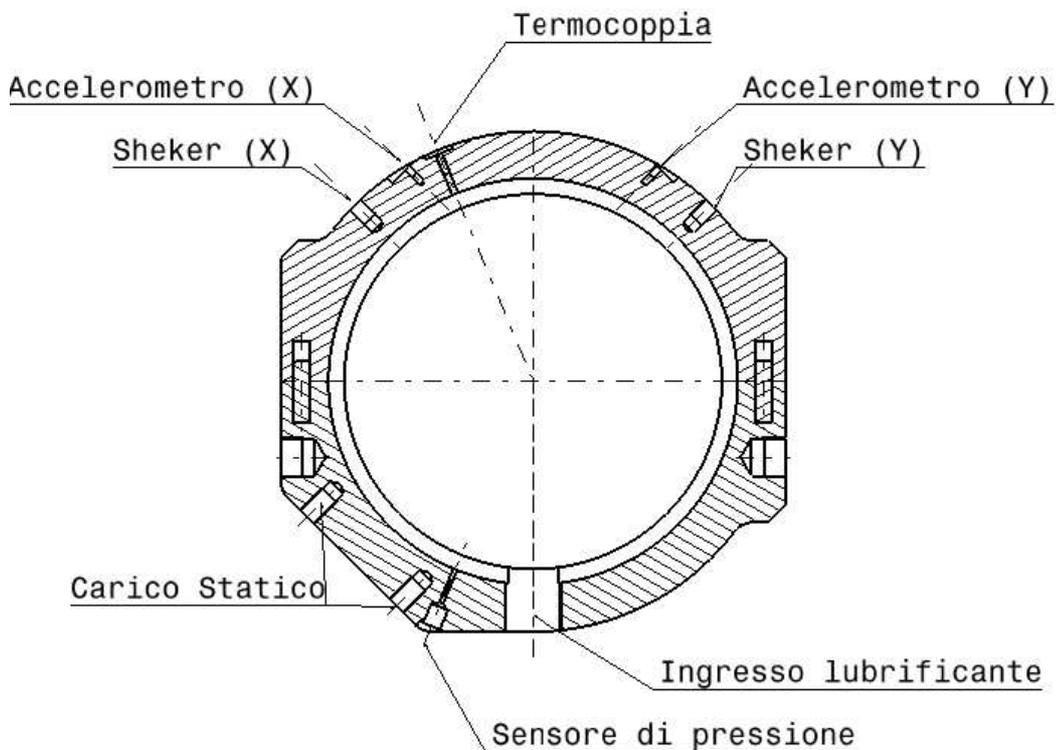


Figura 96 - statore:interfacce

Sulla superficie laterale, da ambo i lati, sono ancorate due coppe, realizzate in alluminio, che fungono da carter di ritenuta dell'olio lubrificante (Figura 97). Anch'esse sono realizzate in due metà, riferite mediante prese cilindriche, e serrate da due viti mordenti. Su queste ultime sono ricavate le prese di posizionamento dei sensori di prossimità nelle due direzioni ortogonali di applicazione del carico dinamico. Sempre sulle coppe laterali vengono ricavati dei fori da utilizzare per il passaggio dei cavi della strumentazione installata sul cuscinetto in prova (Figura 98).

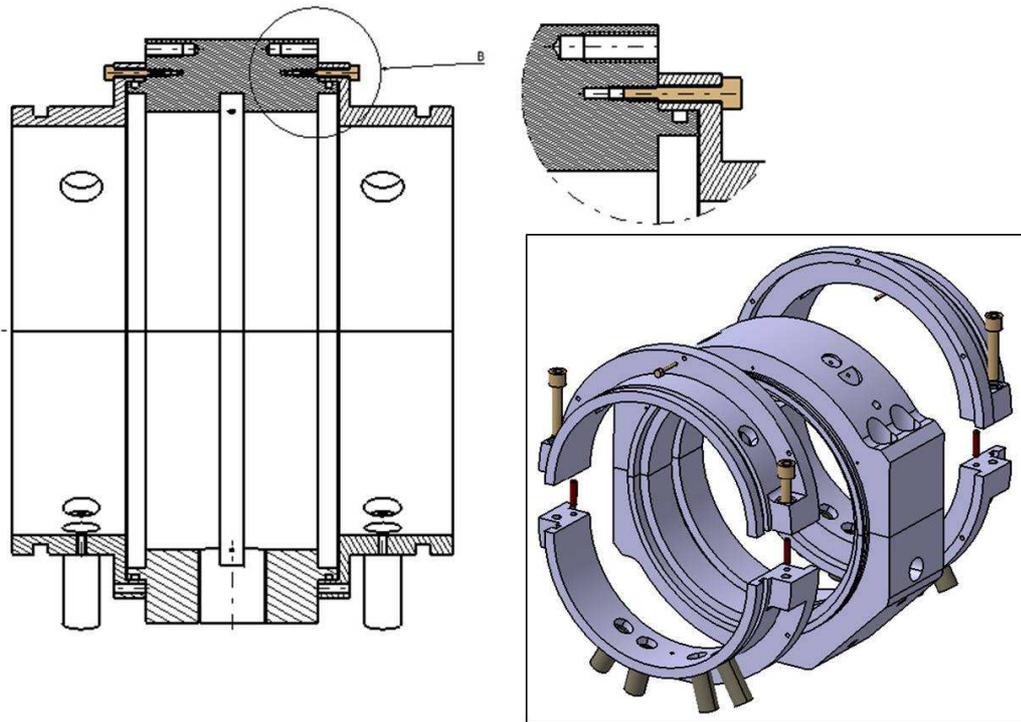


Figura 97 - coppe laterali

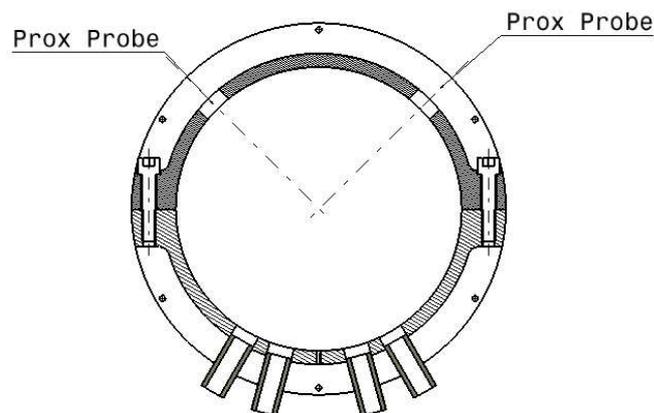


Figura 98 - coppe laterali: fori passaggio cavi strumentazione

La posizione assiale dello statore è registrata mediante 3 coppie di tiranti (disposti circolarmente a 120°) collegati sulla superficie laterale dello statore stesso e al telaio (Figura 99). Il posizionamento viene fatto mediante lettura dei sensori di prossimità come chiarito nella Figura 100 (si rimanda al §4.4.3 per maggiori dettagli).

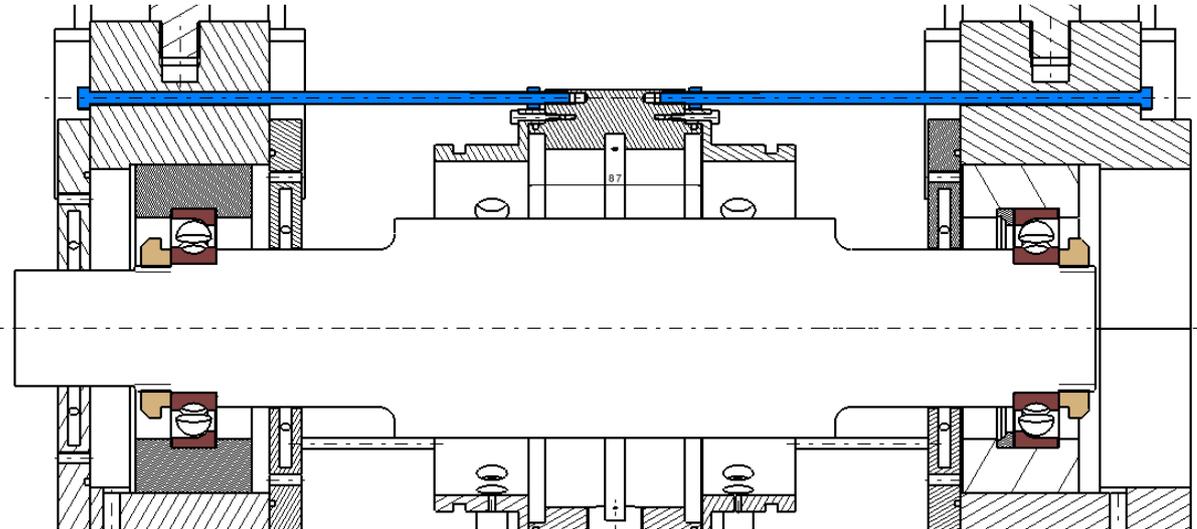


Figura 99 - pitch stabilizer

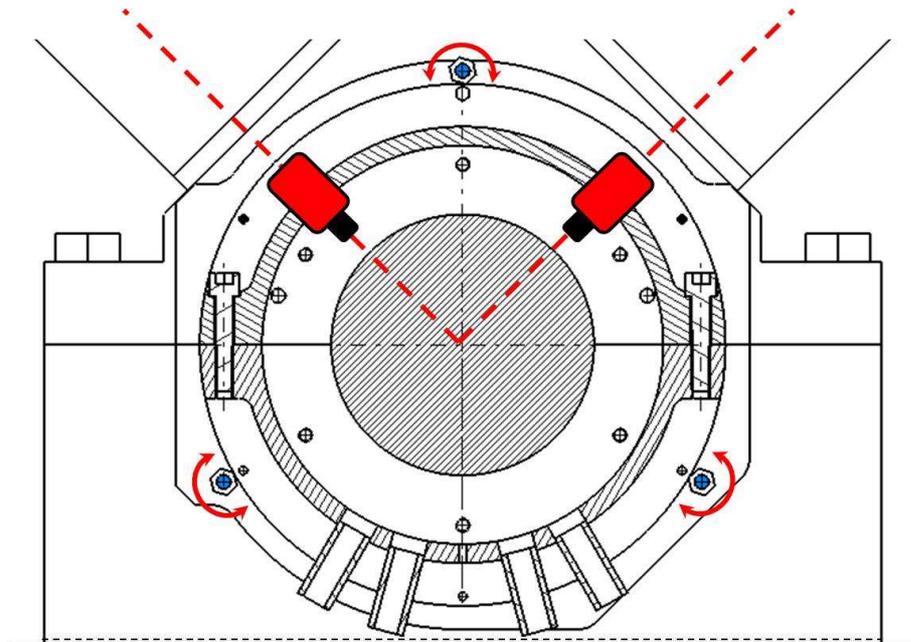


Figura 100 - posizionamento tramite sensori di prossimità

Cuscinetti roller

Il rotore è supportato da una coppia di cuscinetti roller a sfere a contatto obliquo ($\beta=15^\circ$). I cuscinetti, montati ad “O”, sono con corpi volventi in ceramica e nella Tabella 12 se ne riportano i dati principali.

Tabella 12 - dati cuscinetti roller

SKF 7213 CD HCP4A DGA					
Φ_{INT} [mm]	Φ_{EXT} [mm]	B [mm]	C_D (dinamico) [KN]	P_u , limite fatica [KN]	V_{RIF} lubr. Aria-olio [rpm]
66	120	23	76,1	2,5	19000

Ogni cuscinetto è inserito in un supporto (cartridge) realizzato in acciaio e disegnato in due metà. Il riferimento delle due metà è garantito da una coppia di spine cilindriche ed il serraggio da due viti mordenti. Entrambi i supporti hanno da ambo i lati, gli spallamenti di bloccaggio assiale per i cuscinetti. Il supporto lato test ha una luce per consentire l'installazione di una molla a tazza. Uno schema di montaggio dei cuscinetti può essere evinto dalla Figura 99

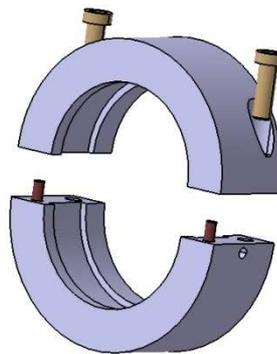


Figura 101 - supporto cuscinetti

La posizione assiale dei supporti cuscinetto è registrata mediante un sistema che permette l'applicazione di un precarico elastico, come di seguito chiarito (Figura 102):

- Entrambi i dischi di tenuta lato turbina (*buffer seal e vacuum seal*) hanno sei fori circolari filettati nei quali si impegnano le viti di tenuta cuscinetti roller. Tutte

le viti vengono accostate fino a toccare il supporto cuscinetto. Quindi vengono bloccate in posizione attraverso il serraggio di un controdado.

- Il telaio superiore viene quindi serrato sul telaio inferiore attraverso il serraggio delle quattro viti lato turbina
- Sul supporto cuscinetto lato test (Figura 103) viene ancorata una coppa di registrazione, la quale è collegata mediante filettatura ad un telaio spinto sul supporto del banco e riferito a questo mediante quattro spine cilindriche. La filettatura viene utilizzata per muovere verso destra la coppa e pertanto il supporto del cuscinetto. Ciò comprime la molla applicando al sistema un precarico elastico, registrabile in funzione dello spostamento assiale imposto.
- Lo spostamento assiale è controllato attraverso un micrometro di precisione ancorato al telaio, come visibile in Figura 104
- Portato il supporto cuscinetto in posizione, le viti sulla tenuta lato test vengono accostate al supporto stesso e bloccate attraverso il serraggio del controdado.
- Il telaio superiore viene serrato sul telaio inferiore attraverso il serraggio delle 4 viti lato test

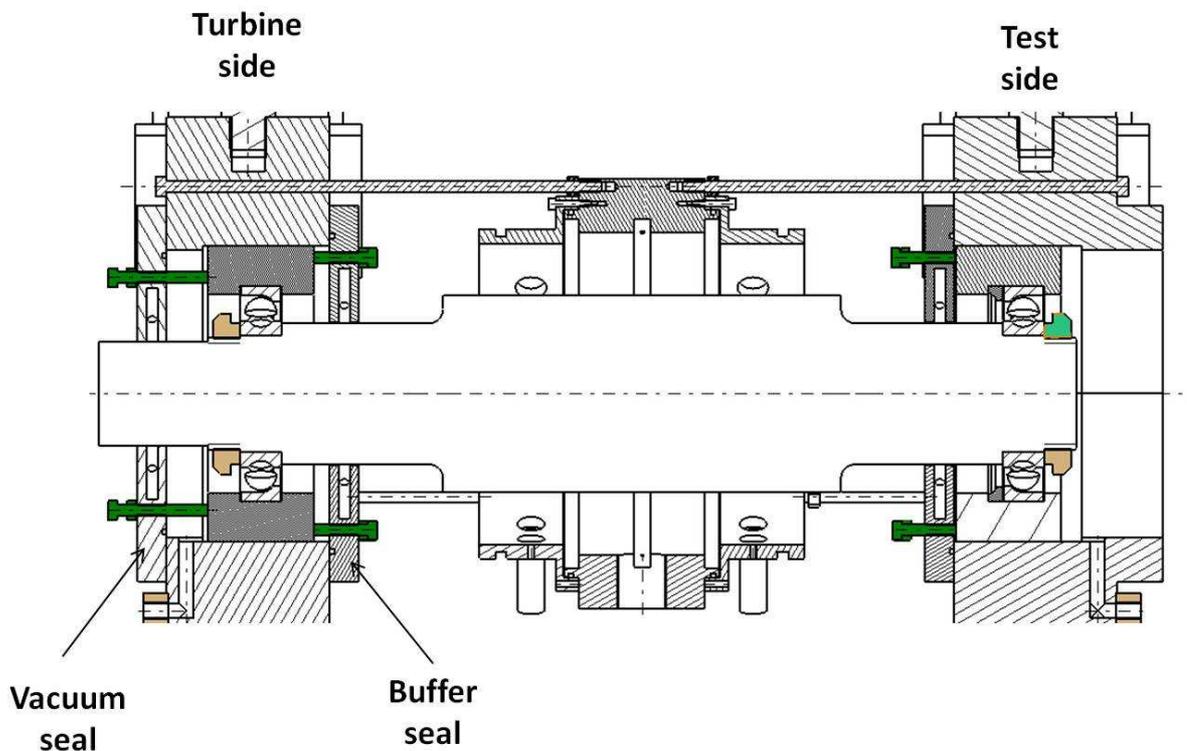


Figura 102 - applicazione del precarico ai cuscinetti roller

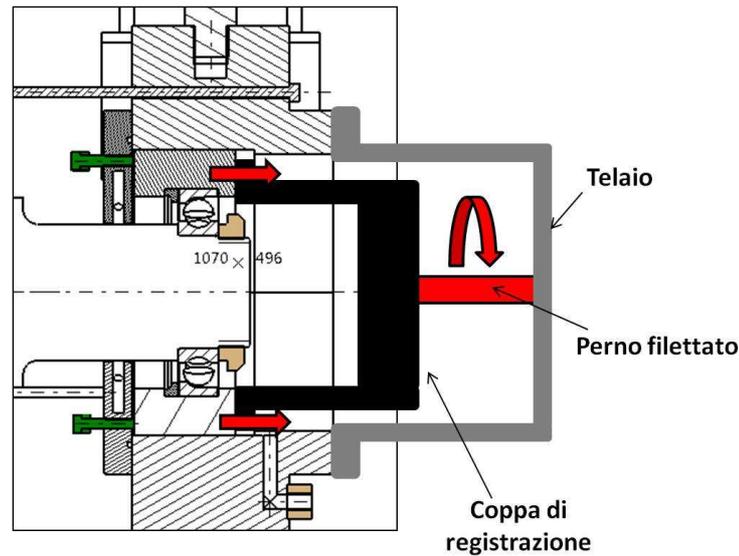


Figura 103 - coppa di registrazione: schema di funzionamento

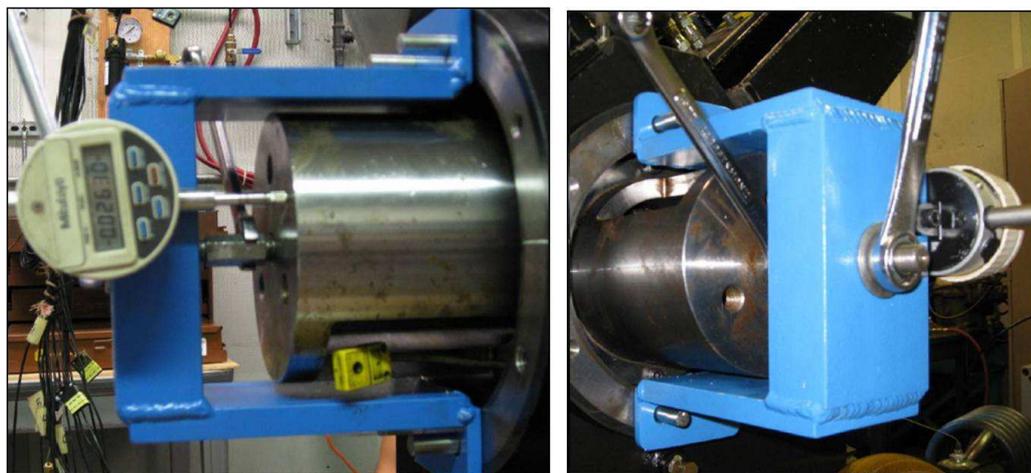


Figura 104 - coppa di registrazione

Lubrificazione e tenuta

I cuscinetti roller sono lubrificati mediante un sistema minimale misto aria olio di costruzione LSC. Il sistema prevede l'utilizzo di due tenute ad aria (*buffer seal*) per evitare il miscelamento tra il lubrificante per i roller ed il lubrificante del cuscinetto in prova (Figura 105 e Figura 106). Una terza tenuta (*vacuum seal*), con disegno identico alle precedenti e posta dal lato turbina ed è collegata alla pompa di aspirazione. Uno schema di lubrificazione è riportato in Figura 106

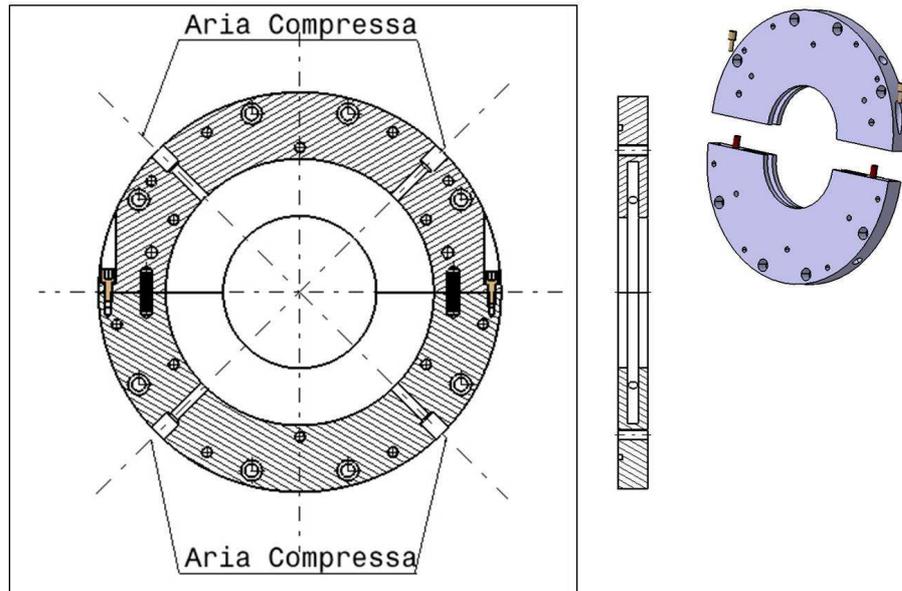


Figura 105 - tenute ad aria

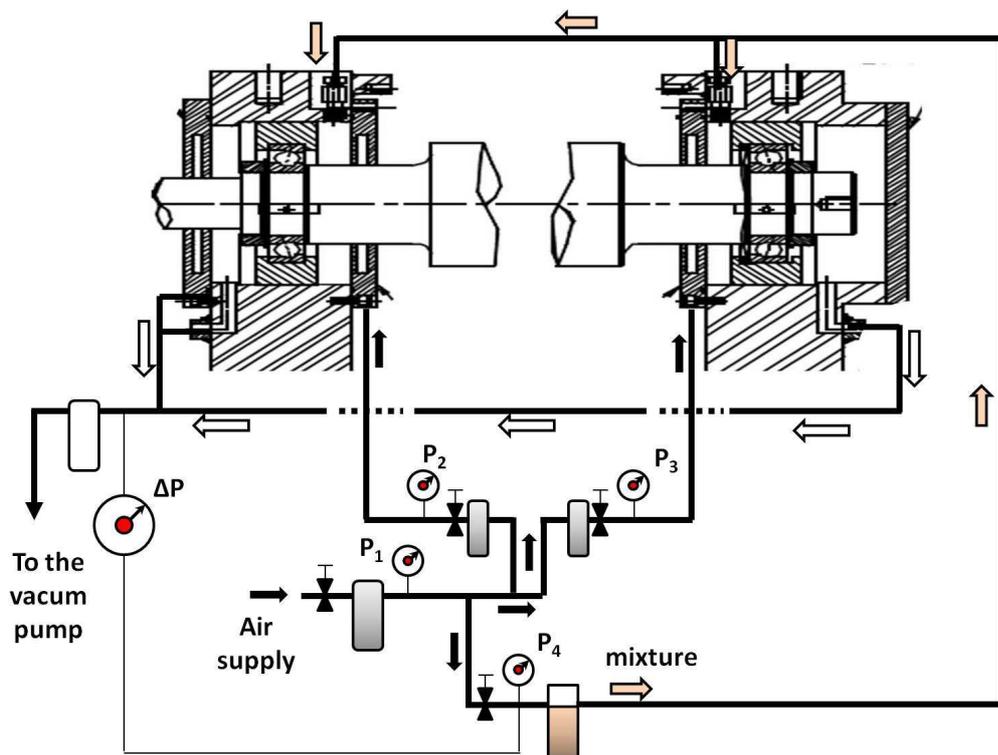


Figura 106 - schema di lubrificazione

L'alimentazione della sospensione aria-olio è realizzata mediante ugelli ricavati sul telaio del banco. La linea di scarico prevede due fori di scarico, ricavati sempre sul telaio, collegati ad una pompa di aspirazione. Sempre alla pompa di aspirazione è collegata la tenuta ad anello

esterna lato turbina (*vacuum seal*). Le due tenute interne (*buffer seal*), utilizzate per evitare il miscelamento tra l'olio lubrificante del cuscinetto in prova e l'olio lubrificante dei cuscinetti roller, sono alimentata ad aria. La pressione di alimentazione è diversa per le due tenute. Ciò è dovuto alla diversità delle linee di scarico. Dal lato turbina infatti lo scarico del lubrificante (cuscinetto roller) è ottenuto mediante 5 linee (4 sulla *vacuum seal* ed una sul supporto), dal lato test lo scarico è ottenuto attraverso una singola linea di scarico (quella sul supporto). Ciò tende a creare una maggiore depressione nel vano cuscinetto lato turbina, compensata con una maggiore pressione di alimentazione sulla tenuta *buffer seal* corrispondente. Un manometro differenziale ΔP , viene utilizzato per verificare che vi sia sempre una differenza di pressione tra l'alimentazione alla valvola di miscelamento aria-olio ed il circuito di aspirazione.

Carter Flessibile

Un carter flessibile viene utilizzato per la ritenuta dell'olio lubrificante del cuscinetto in prova. Questo è costituito da (Figura 107):

- Due coppe di scarico (Figura 108) direttamente ancorate sulle *buffer seal*
- Un elemento di connessione in gomma tenuto in posizione da guarnizioni a vite.
- Coppe laterali collegate allo statore

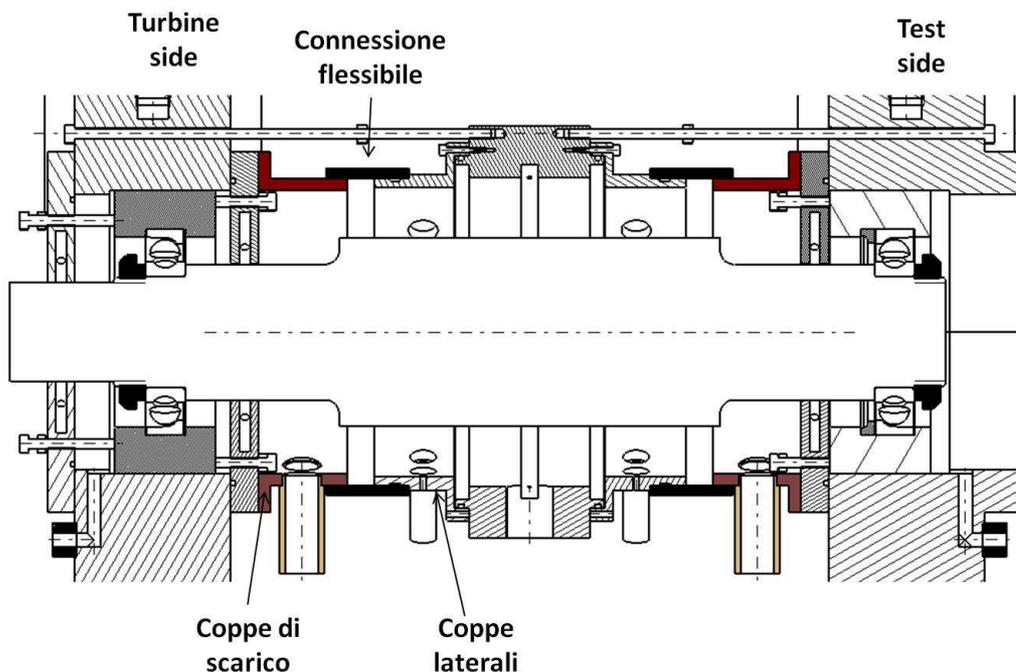


Figura 107 - carter flessibile di ritenuta lubrificante

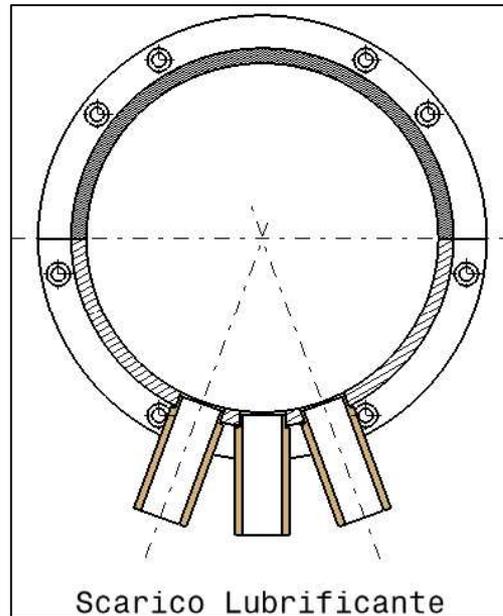


Figura 108 – coppe di scarico lubrificante

Le coppe di scarico sono realizzate in alluminio. Nella parte inferiore sono dotate di 3 fori di scarico ($\Phi = 20$ mm). Il materiale in gomma interposto nella zona centrale è un anello in *acrilonitrile butadiene* avente le caratteristiche riportate in Tabella 13. Data la trascurabile rigidità flessionale delle parti laterali, il rotore conserva i gradi di libertà di traslazione trasversale, non opponendosi alla azione degli shaker, se non attraverso la reazione dell'olio lubrificante.

Tabella 13 - principali caratteristiche dell'elemento in gomma

Nome commerciale	Max temperatura in esercizio [°C]	Max tensione [MPa]	Allungamento percentuale massimo ammesso
NBR (Buta N)	121 °C	24	650%

4.1.2. Sistema di applicazione del carico

Carico statico

Il carico statico viene applicato attraverso un attuatore pneumatico. Uno schema funzionale del sistema è riportato in Figura 109. L'attuatore tende una molla la quale è collegata, mediante interposizione di una cella di carico, allo statore. Il carico di prova massimo applicabile è di 22 KN

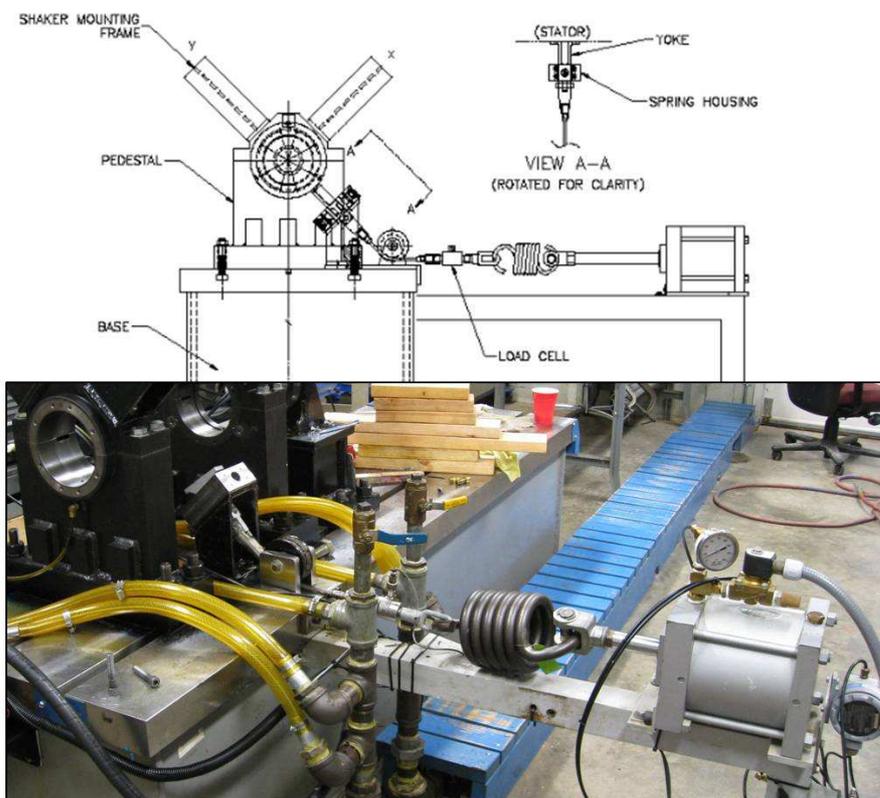


Figura 109 - sistema di applicazione del carico statico

Carico dinamico

Il carico dinamico è imposto attraverso una coppia di *shaker* idraulici ancorati direttamente sul telaio. Questi sono collegati allo statore attraverso un elemento isolante *stinger* la cui geometria è riportata in Figura 110. (Il doppio dado per il collegamento dello *stinger* allo *shaker* viene utilizzato per serrare il collegamento evitando di mettere in torsione lo *shaker* stesso.). Tra *stinger* e *shaker* è interposta una cella di carico.

Uno schema funzionale del sistema è riportato nella Figura 111

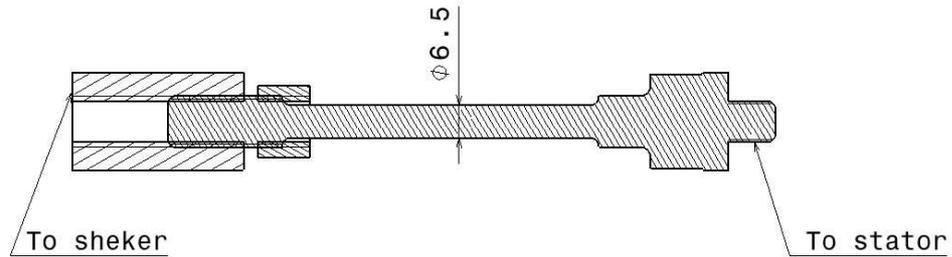


Figura 110 - stinger

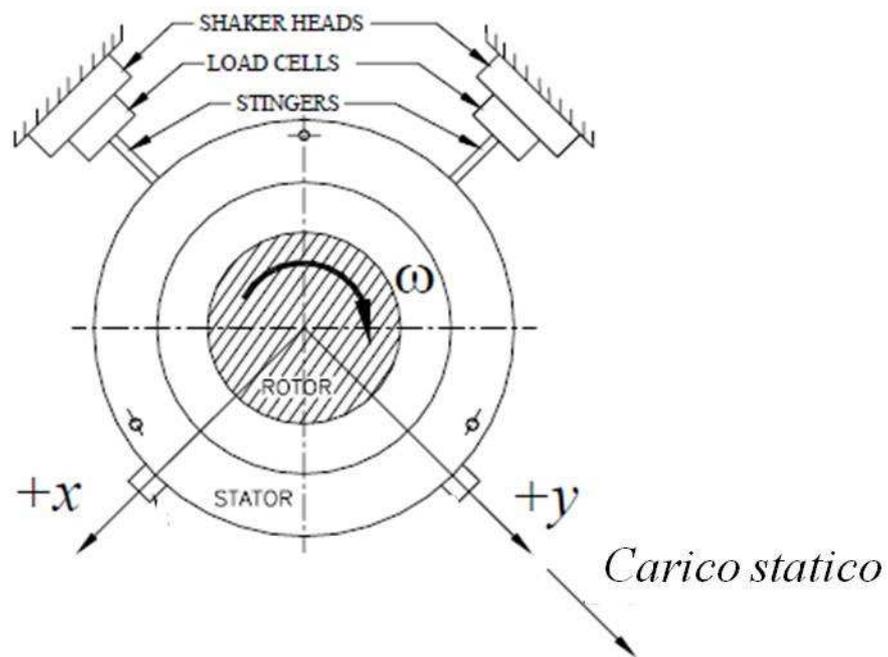


Figura 111 - sistema di applicazione del carico dinamico

Le prestazioni del sistema sono riportate in Tabella 14.

Il sistema è controllato in forza: è possibile impostare l'ampiezza della forza di eccitazione in corrispondenza di ogni frequenza.

Tabella 14 - caratteristiche del sistema di applicazione del carico dinamico

Frequenza [Hz]	Carico [KN]
0	11
1000	4,5

4.1.3. Strumentazione

Una sintesi della strumentazione utilizzata è riportata nella Tabella 15

Tabella 15 - strumentazione principale

Categoria	Quantità misurata	Strumentazione
Dinamica	Eccitazione dinamica (forza)	Cella di carico
	Spostamento relativo statore-rotore	Proximity probe a correnti parassite
	Accelerazione assoluta statore	Accelerometri
Statica	Velocità rotore	Tachimetro
	Carico statico (forza)	Cella di carico
	Portata lubrificante	Flussometro
	Pressione lubrificante	Trasduttore di pressione
	Temperatura lubrificante	Termocoppia

In Figura 112 è indicato schematicamente la collocazione di alcuni dei sensori. Termocoppie o trasduttori di pressione aggiuntivi sono normalmente utilizzati per strumentare il cuscinetto in prova. La loro posizione e numerosità dipende dalla geometria del cuscinetto in prova e dalla tipologia di test. Termocoppie aggiuntive sono installate nei rami di mandata e di aspirazione del sistema di lubrificazione e sulle sedi dei cuscinetti roller.

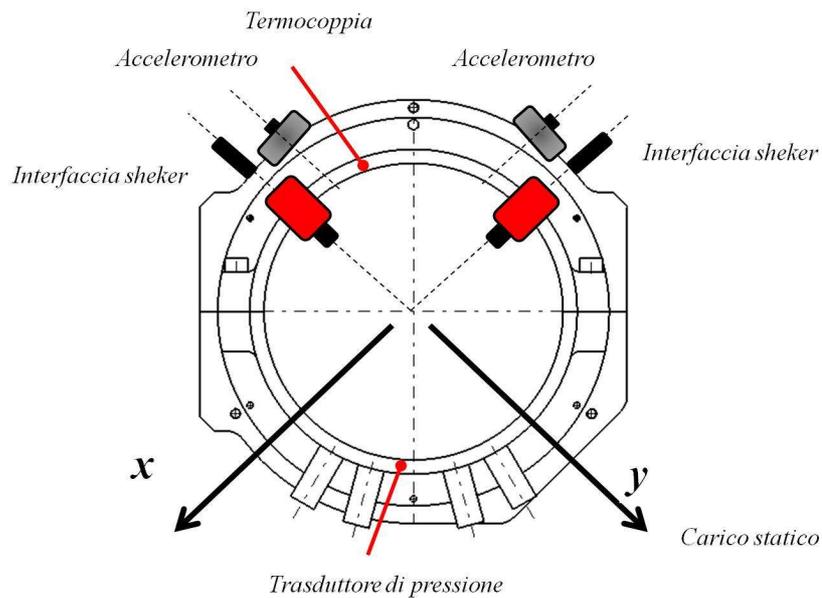


Figura 112 - collocazione dei sensori principali

In Tabella 16 si riportano le caratteristiche principali dei sensori

Tabella 16 - caratteristiche dei sensori principali

Sensore	Numerosità	Costruttore	Overview prestazioni
Accelerometro	2	PCB Piezotronics	+/-490 m/s ² fino a 10 KHz
Proximity probe	4	REBAM Transducer System	Sens. 80V/mm, range 400µm, banda 10KHz
Trasduttore di pressione	>=1	KS Kulite	Out scale 75 mV, input range 1,7 to 350 bar
Termocoppia	>=1	Vari	Tipo J

4.2. Componenti in prova

Il sistema consente l'esecuzione di test su cuscinetti fluidodinamici a pattini oscillanti (*Tilting Pad Journal Bearings*). Questa tipologia di cuscinetto è estensivamente utilizzata nell'ambito di trasmissioni meccaniche e macchine rotanti in genere, operanti in condizioni di esercizio particolarmente severe, a causa della loro particolare stabilità in corrispondenza delle più elevate prestazioni, soprattutto per quanto concerne le velocità di rotazione. In Figura 113 viene riportato uno schema di un TPJB. Questo tipo di componente è sempre caratterizzato da segmenti di cuscinetto fra di loro separati e con geometria variabile a seconda delle condizioni operative, dal momento che ogni pattino (*pad*) ha la possibilità di ruotare attorno ad un asse parallelo all'asse di rotazione. Tipicamente i cuscinetti hanno un numero di pattini variabile da 4 a 6, vincolati nella parte statorica, attorno al *pivot*.

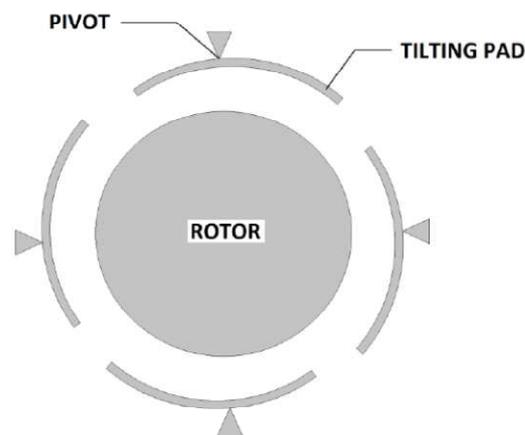


Figura 113 - tilting pad journal bearing

Il cuscinetto consente il supporto dell'albero attraverso lubrificazione idrodinamica a film d'olio: la rotazione dell'albero e la viscosità del lubrificante in un tratto a geometria convergente crea un campo di pressione tra pattino e albero. La forza che agisce tra la parte statorica e quella rotoria, dovuta all'azione del lubrificante, può sempre essere descritta attraverso un modello lineare molla-smorzatore a due gradi di libertà come schematicamente mostrato in Figura 114. I simboli K_{ij} e C_{ij} rappresentano i coefficienti di rigidità e smorzamento.

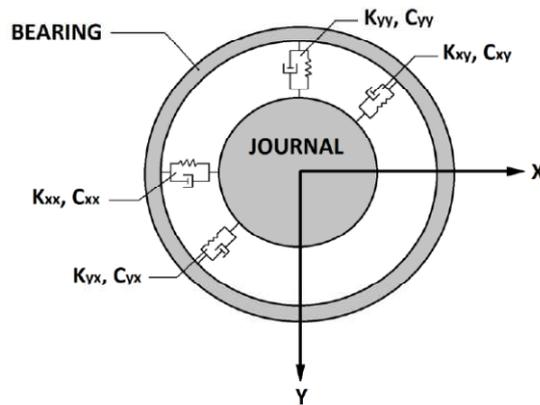


Figura 114 - schema dinamico tilting pad journal bearing

Le forze di reazione del lubrificante possono infatti essere descritte, in termini di rigidità e smorzamento attraverso l'equazione in forma matriciale:

$$-\begin{bmatrix} f_{bx} \\ f_{by} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} K_{xx} & K_{xy} \\ K_{yx} & K_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta x \\ \Delta y \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{xx} & C_{xy} \\ C_{yx} & C_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta \dot{x} \\ \Delta \dot{y} \end{bmatrix}$$

Ognuno dei termini contenuti nelle matrici rappresenta un coefficiente rotor-dinamico, mentre le variabili Δx e Δy sono gli spostamenti relativi rotore-statore. Dato che il pad, libero di ruotare intorno al pivot, non è in grado di sopportare momento, ogni pad ruoterà, durante il funzionamento, di un angolo tale per cui le forze dovute alle pressioni dell'olio siano uguali a destra e a sinistra del pivot. Le forze dovute al lubrificante che agiscono su ogni pad devono inoltre passare dal centro del cuscinetto [34]. Questo implica la sostanziale trascurabilità dei coefficienti rotor-dinamici incrociati rispetto ai medesimi coefficienti per le altre tipologie di cuscinetto fluidodinamico (arco fisso, bi o tri-lobati *etc*). Ciò è alla base dell'estensivo uso dei TPJB per le applicazioni ad elevata velocità. I coefficienti rotor-dinamici incrociati sono infatti quelli maggiormente significativi per i fenomeni di instabilità caratteristici del funzionamento del cuscinetto, soprattutto ad elevate velocità di rotazione. Va inoltre precisato che i TPJB, proprio grazie alla geometria variabile offerta dai pad, sono in grado di adattarsi ai disallineamenti.

4.3. Sistema di monitoraggio per l'analisi delle prestazioni

Nel 1964 *Lund* ha presentato per la prima volta la tecnica per individuare i coefficienti di rigidezza e smorzamento dei cuscinetti a pattini tenendo in considerazione le azioni su tutti i pad. Il metodo denominato “*Pad Assembly Method*” è stato per lungo tempo la base teorica per la previsione del comportamento dinamico dei cuscinetti a pattini [34]. Implementando il metodo di *Lund* il calcolo dei coefficienti rotor-dinamici, può essere fatto solo assumendo la frequenza di vibrazione del cuscinetto. Lo stesso *Lund* e autori successivi, assumono che la frequenza di vibrazione sia pari alla frequenza di rotazione dell'albero (vibrazione sincrona). Una tale assunzione è stata, ed è tutt'ora, oggetto di dibattito nella comunità scientifica internazionale [36, 37, 38]. *Nicholas* [35] ha argomentato per la prima volta la sostanziale incorrettezza matematica nella scelta di utilizzare la sola frequenza sincrona per descrivere la dinamica dei cuscinetti a film d'olio. Lo stesso *Lund* (ed altri autori), negli anni successivi, hanno avviato una estensiva attività sperimentale per investigare la dipendenza dei coefficienti rotor-dinamici dalla frequenza di vibrazione. Uno degli studi più affidabili è stato condotto nel 1999 da *Ha* [39]. L'autore riporta gli esiti di test sperimentali su un TPJB a 5 pad, in diverse condizioni di funzionamento. Viene dimostrata una lieve dipendenza sia dei coefficienti di rigidezza, sia dei coefficienti di smorzamento dalla frequenza alla quale il sistema viene eccitato.

Nel 2001, *Wygant* [40] esegue una estensiva attività sperimentale su un cuscinetto della stessa tipologia, in varie condizioni di carico. Analogamente a quanto già riportato nel 1999, l'autore dimostra ed argomenta una dipendenza dei coefficienti rotor-dinamici dalla frequenza alla quale vengono condotti i test.

Analoghi progetti di ricerca, negli anni successivi, portano alle medesime conclusioni [41, 42, 43].

Childs [44], per la prima volta, nel 1994, individua una procedura di identificazione dei coefficienti rotor-dinamici a partire dai dati sperimentali, che coglie la variabilità dei coefficienti stessi nel dominio della frequenza. In particolare gli smorzamenti sono descritti con variabilità lineare, mentre i coefficienti di rigidezza sono descritti con variabilità parabolica. La procedura utilizza un modello $[K][C][M]$ che consente di descrivere la variabilità parabolica dei coefficienti di rigidezza attraverso l'aggiunta di coefficienti di massa, così come dettagliatamente descritto nei paragrafi successivi. Il modello utilizzato nel presente lavoro di ricerca è sostanzialmente invariato rispetto a quello del 1994. Conviene comunque precisare che svariati progetti di ricerca si sono scontrati, negli ultimi anni, sia con

la sostanziale constatazione che il modello non è in certi casi in grado di descrivere il comportamento dei cuscinetti [45, 46], sia con una sorprendente sovrapposibilità tra il modello e gli esiti delle misure sperimentali [41, 42, 43, 44]. Per tale motivo il tema è tutt'ora aperto e oggetto di analisi, nei maggiori centri di ricerca internazionali. Nell'ambito del progetto di ricerca qui sintetizzato, vari test sono stati condotti su diverse tipologie di cuscinetto ed in diverse condizioni di esercizio. I risultati mostrano come in talune condizioni il modello è assolutamente carente e non in grado di cogliere il comportamento dinamico dei cuscinetti. Alcuni dei risultati riportati nella presente relazione documentano come le assunzioni di variabilità parabolica sulle rigidità e variabilità lineare sugli smorzamenti non coincidono con gli esiti delle misure sperimentali.

4.3.1. Modello teorico di riferimento

L'equazione di moto per lo statore può essere espressa attraverso la seconda legge della dinamica come:

$$M_s \begin{bmatrix} \ddot{x}_s \\ \ddot{y}_s \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f_x \\ f_y \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} f_{bx} \\ f_{by} \end{bmatrix} \quad 5.1.1)$$

$$\begin{aligned} M_s &: \text{massa dello statore} \\ \begin{bmatrix} \ddot{x}_s \\ \ddot{y}_s \end{bmatrix} &: \text{accelerazioni assolute dello statore} \\ \begin{bmatrix} f_x \\ f_y \end{bmatrix} &: \text{forze di eccitazione} \\ \begin{bmatrix} f_{bx} \\ f_{by} \end{bmatrix} &: \text{forze di reazione dell'olio lubrificante} \end{aligned}$$

Le forze di reazione possono essere esplicitate in funzione dei coefficienti dinamici, mediante utilizzo di un modello [M] [K] [C], attraverso l'equazione:

$$\begin{bmatrix} f_{bx} \\ f_{by} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} K_{xx} & K_{xy} \\ K_{yx} & K_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta x \\ \Delta y \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{xx} & C_{xy} \\ C_{yx} & C_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta \dot{x} \\ \Delta \dot{y} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} M_{xx} & M_{xy} \\ M_{yx} & M_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta \ddot{x} \\ \Delta \ddot{y} \end{bmatrix} \quad 5.1.2)$$

$$\begin{aligned} K_{ij}, C_{ij}, M_{ij} &: \text{coefficienti rotordinamici relativi a spostamenti in direzione } j \\ &\text{per eccitazione nella direzione } i \\ \begin{bmatrix} \Delta x \\ \Delta y \end{bmatrix}, \begin{bmatrix} \Delta \dot{x} \\ \Delta \dot{y} \end{bmatrix}, \begin{bmatrix} \Delta \ddot{x} \\ \Delta \ddot{y} \end{bmatrix} &: \text{spostamenti, velocità, accelerazioni relative statore – rotore} \end{aligned}$$

Dalla 5.1.1) e dalla 5.1.2) segue:

$$\begin{bmatrix} f_x - M_s \ddot{x}_s \\ f_y - M_s \ddot{y}_s \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} K_{xx} & K_{xy} \\ K_{yx} & K_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta x \\ \Delta y \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{xx} & C_{xy} \\ C_{yx} & C_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta \dot{x} \\ \Delta \dot{y} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} M_{xx} & M_{xy} \\ M_{yx} & M_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta \ddot{x} \\ \Delta \ddot{y} \end{bmatrix}$$

La precedente equazione può essere scritta nel dominio della frequenza trasformando secondo *Fourier* i singoli termini:

$$\begin{bmatrix} F_x - M_s A_x \\ F_y - M_s A_y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} H_{xx} & H_{xy} \\ H_{yx} & H_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} D_x \\ D_y \end{bmatrix} \quad 5.1.3$$

Nella precedente espressione F , A , e D rappresentano le trasformate di Fourier delle forze di eccitazione, delle accelerazioni assolute dello statore e dello spostamento relativo statore-rotore. Le funzioni H_{ij} , rappresentano le funzioni di rigidezza (o impedenze) ed esprimono la rigidezza complessa in direzione j in conseguenza di eccitazioni in direzione i .

Conviene precisare che tutti i termini dell'equazione 5.1.3), rappresentano quantità misurate (e pertanto note), ad eccezione delle funzioni di rigidezza H_{ij} . Per il calcolo dei quattro termini incogniti è necessario scrivere ulteriori due equazioni. Ciò viene fatto eccitando il sistema alternativamente nella direzione x e y , e misurando in entrambe le direzioni tutte le risposte per ognuna delle eccitazioni applicate. La 5.1.3) può pertanto essere scritta nella forma

$$\begin{bmatrix} F_{xx} - M_s A_{xx} & F_{xy} - M_s A_{xy} \\ F_{yx} - M_s A_{yx} & F_{yy} - M_s A_{yy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} H_{xx} & H_{xy} \\ H_{yx} & H_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} D_{xx} & D_{xy} \\ D_{yx} & D_{yy} \end{bmatrix}$$

Si precisa che nella precedente espressisone si intende

F_{ij} : Forza misurata sullo sheker in direzione i
 quando il sistem è eccitato in direzione j
 A_{ij} : accelerazione assoluta dello statore in direzione i
 quando il sistem è eccitato in direzione j
 D_{ij} : spostamento misurato in direzione j quando il sistema è eccitato in direzione i

Le funzioni di rigidezza possono essere espresse in termini di coefficienti rotordinamici, attraverso la relazione

$$H_{ij} = K_{ij} - \Omega^2 M_{ij} + j(\Omega C_{ij})$$

$$j = \sqrt{-1}$$

Ovvero

$$\begin{cases} \operatorname{Re}(H_{ij}) = K_{ij} - \Omega^2 M_{ij} \\ \operatorname{Im}(H_{ij}) = \Omega C_{ij} \end{cases}$$

Nella precedente equazione si intende con Ω la frequenza di eccitazione. Si noti come interpretando la funzione di rigidità come una funzione delle frequenze di eccitazione, i coefficienti rotor-dinamici possono essere individuati dal fitting dei dati sperimentali: date infatti le frequenze di eccitazione, e noti, come funzioni delle medesime frequenze, gli spostamenti relativi statore rotore, le accelerazioni assolute del rotore e le forze di eccitazione, l'insieme dei punti di misura

$$[\operatorname{Re}(H_{ij}), \Omega]$$

e

$$[\operatorname{Im}(H_{ij}), \Omega]$$

Rappresentano i punti da interpolare per stimare i coefficienti rotor-dinamici.

Come mostrato in precedenza il coefficiente di rigidità ed il coefficiente di massa aggiunta sono legati alla parte reale della impedenza attraverso una funzione quadratica. In particolare K_{ij} rappresenta l'intercetta a frequenza nulla, mentre M_{ij} rappresenta la curvatura di $\operatorname{Re}(H_{ij})$ rispetto alla frequenza. I coefficienti rotor-dinamici vengono stimati attraverso una regressione lineare ai minimi quadrati come descritto nel seguito.

Siano

$$\Omega_1, \Omega_2 \dots \Omega_M$$

le frequenze discrete in corrispondenza delle quali vengono fatte le misure (si veda §4.4.4 per maggiori dettagli) e siano

$$(x_1, y_1), (x_2, y_2), \dots (x_n, y_n)$$

tutti i punti di misura per la determinazione del coefficiente di rigidità e del coefficiente di massa aggiunta (si intende i punti di misura per ognuna delle frequenze di eccitazione ed in corrispondenza di ognuna delle ripetizioni della eccitazione applicata). Posto:

$$Re(H_{ij})_k = K_{ij} - \Omega_k^2 M_{ij} = K_{ij} - \Lambda_k M_{ij}$$

$$\Lambda_k = \Omega_k^2$$

$$i = x, y$$

$$j = x, y$$

$$k \in [1, n]$$

ed assumendo che

$$x_k = \Lambda_k$$

$$y_k = Re(H_{ij})_k$$

I punti sperimentali vengono utilizzati per stimare la regressione lineare

$$y = mx + b$$

Nella quale si intende con m una stima del coefficiente di massa aggiunta M_{ij} cambiato di segno e con b una stima del coefficiente di rigidità K_{ij} . Questi vengono calcolati approssimandone il valore ai minimi quadrati:

$$m = \frac{n \sum_{k=1}^n x_k y_k - \sum_{k=1}^n x_k \sum_{k=1}^n y_k}{n \sum_{k=1}^n x_k^2 - (\sum_{k=1}^n x_k)^2}$$

$$b = \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n x_k - m \left(\frac{1}{n} \sum_{k=1}^n y_k \right)$$

Il medesimo procedimento viene utilizzato per la stima del coefficiente di smorzamento.

A scopo di esempio nella Figura 115 vengono riportati un esempio di calcolo delle funzioni di rigidità rispetto alla frequenza ed una stima dei coefficienti rotor-dinamici.

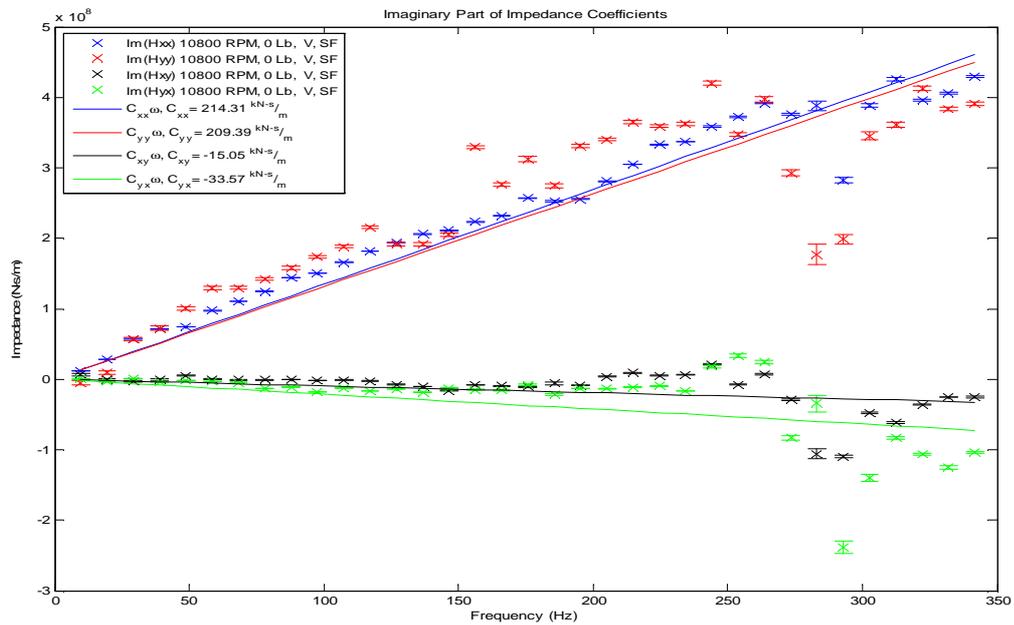
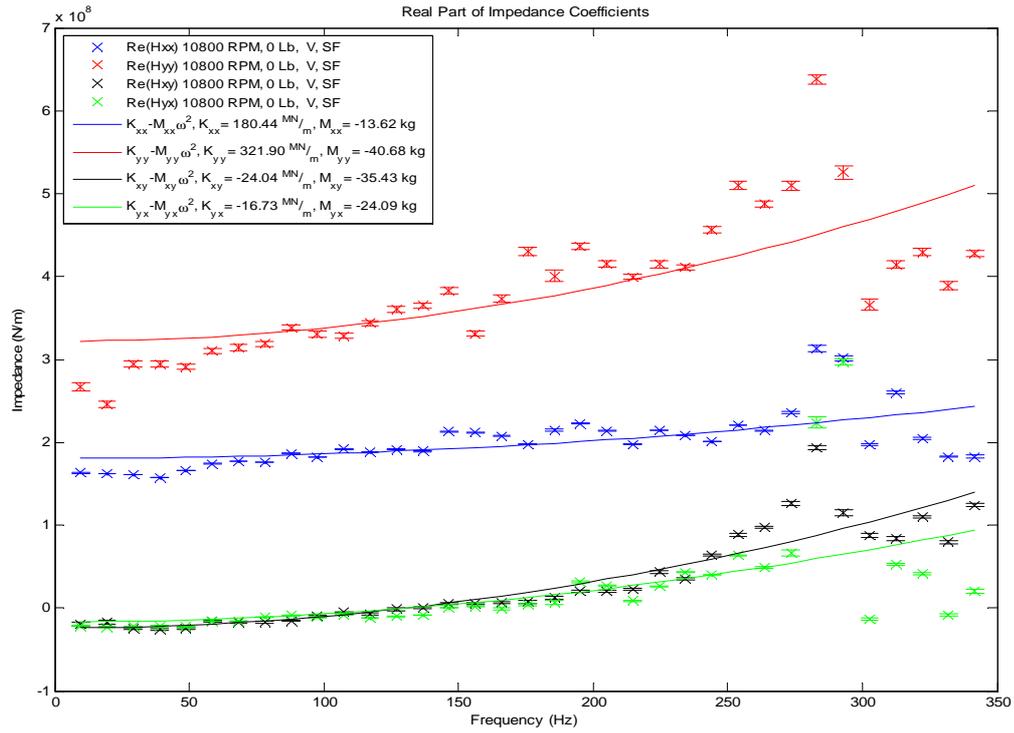


Figura 115 – impedenze complesse e coefficienti rotor-dinamici: esempio di calcolo

4.3.2. Cenni sulla valutazione dell'incertezza

Il valore medio della funzione di rigidezza per ciascuna delle frequenze di misura può essere espresso come

$$\overline{H_{ij}}(f_m) = \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N [H_{ij}(f_m)]_k$$

$$i = x, y$$

$$j = x, y$$

$$\forall m \in [1, M]$$

Si intende con N il numero delle eccitazioni dinamiche applicate consecutivamente dagli *sheker* (secondo quanto riportato al §4.4.4)

Una stima dell'incertezza sulla funzione può essere espressa come

$$\Delta H_{ij}(f_m) = 2\sigma_{H_{ij}} = 2\sqrt{\frac{\sum_{k=1}^N \{ [H_{ij}(f_m)]_k - \overline{H_{ij}} \}^2}{N-1}} \quad \forall m \in [1, M] \quad 5.3.1)$$

Ciò equivale ad assimilare l'incertezza alla distanza tra il valore medio ed il 95% delle osservazioni sperimentali, assumendo che i valori della funzione di rigidezza si distribuiscano secondo una gaussiana.

Dal momento che ogni singolo valore della funzione di rigidezza è il frutto di una sottrazione tra il valore osservato durante il test ed il valore osservato durante il test preliminare di base line (vedi §4.4.5)

$$H_{ij}(f_m) = [H_{ij}(f_m)]_{test} - [H_{ij}(f_m)]_{base\ line} \quad \forall m \in [1, M]$$

il valore complessivo dell'incertezza può essere espresso come

$$\Delta H_{ij}(f_m) = \sqrt{\{ [\Delta H_{ij}(f_m)]_{test} \}^2 + \{ [\Delta H_{ij}(f_m)]_{base\ line} \}^2} \quad \forall m \in [1, M]$$

nella quale la singola incertezza è valutata mediante la 5.3.1). (La precedente presuppone che i valori osservati della funzione di rigidità si distribuiscano secondo una gaussiana).

Si noti che i valori stimati dell'incertezza sulle funzioni di rigidità sono diversi dall'incertezza sui coefficienti rotor-dinamici. Per una stima della incertezza sui coefficienti rotor-dinamici occorre ritornare alla regressione lineare ai minimi quadrati utilizzata per il loro calcolo.

Come detto in precedenza, i punti sperimentali vengono utilizzati per stimare la regressione lineare

$$y = mx + b$$

Nella quale si intende con m una stima del coefficiente di massa aggiunta M_{ij} e con b una stima del coefficiente di rigidità K_{ij}

La varianza sulla pendenza m della regressione coincide con l'errore quadratico medio e può essere espressa attraverso l'equazione:

$$var(m) = \frac{\sum_{k=1}^n (y_k - \widehat{y}_k)}{n - 2} \frac{1}{\sum_{k=1}^n (x_k^2 - \bar{x}^2)}$$

In essa si intende con \widehat{y}_k il valore y stimato della regressione in corrispondenza della misura x_k , mentre la quantità \bar{x} è il valore medio della variabile indipendente. Si può osservare che la quantità

$$\sigma^2 = \frac{\sum_{k=1}^n (y_k - \widehat{y}_k)^2}{n - 2}$$

rappresenta uno stimatore della della varianza degli errori. La somma dei residui al quadrato è divisa per $n-2$, anzicchè per n , poiché nella regressione vi sono solo $n-2$ valori linearmente indipendenti.

La quantità

$$S = \sum_{k=1}^n (x_k^2 - \bar{x}^2)$$

esprime invece la variabilità della x (ovvero delle frequenze di eccitazione). Si osserva in generale che maggiore è la variabilità della x migliori sono gli stimatori. In Figura 116 vengono indicate le rette di regressione (linea tratteggiata) stimate utilizzando i dati simulati

da uno stesso modello (linea a tratto continuo) ma a partire da punti diversamente distribuiti. Si noti come nel caso di maggiore variabilità per la variabile dipendente x la retta di regressione sia una migliore stima del modello.

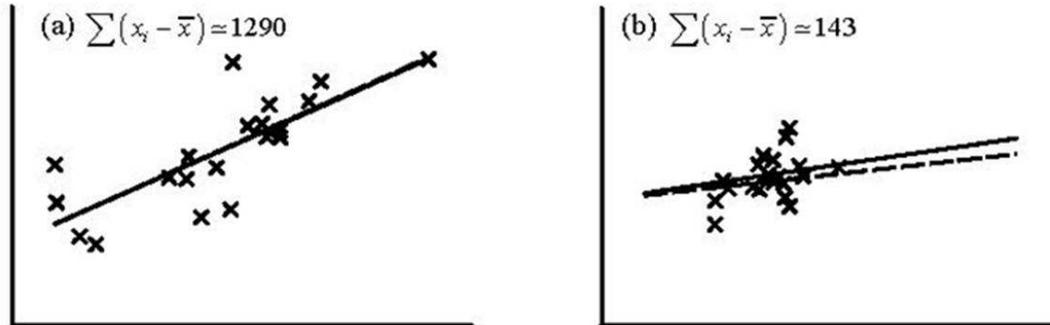


Figura 116 - stime di due regressioni lineari per due differenti variabilità della variabile dipendente

La stima della incertezza sul coefficiente angolare della regressione (e pertanto sul relativo coefficiente di massa aggiunta) è data da

$$\Delta m = t \sqrt{\frac{\sigma^2}{S}}$$

Nella quale t dipende dall'intervallo di confidenza. Sotto l'ipotesi di distribuzione gaussiana dei valori della funzione di rigidezza, la precedente rappresenta l'incertezza sulla pendenza della regressione con livello di confidenza del 95% se t è pari a 1,96.

La varianza sulla intercetta della regressione, anch'essa rappresentante l'errore quadratico medio, è esprimibile come

$$\text{var}(b) = \sigma^2 \left(\frac{1}{n} + \frac{\bar{x}}{S} \right)$$

La stima dell'incertezza è pertanto analogamente data da:

$$\Delta b = t \sqrt{\sigma^2 \left(\frac{1}{n} + \frac{\bar{x}}{S} \right)}$$

Con t sempre funzione dell'intervallo di confidenza.

Nella medesima maniera è stimata l'incertezza sui coefficienti rotor-dinamici di smorzamento.

I coefficienti rotordinamici con valori bassi (tipicamente i coefficienti rotor-dinamici incrociati) hanno solitamente valori di incertezza molto elevati. In alcuni casi sui coefficienti incrociati si possono avere incertezze percentuali superiori al 200%

4.4.Esecuzione delle prove

4.4.1.Registrazione della posizione dei sensori di prossimità

Sul banco vengono installati 4 sensori di prossimità nelle posizioni X1, X2, Y1, Y2 come schematicamente indicato nella Figura 117

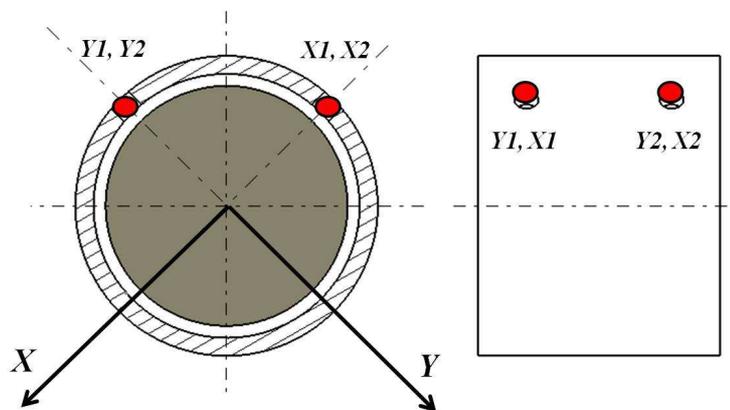


Figura 117 - sensori di prossimità

La registrazione della posizione dei sensori avviene secondo le modalità di seguito descritte:

- I sensori vengono installati e bloccati in una posizione di primo tentativo

- Si utilizza lo *sheker* ($freq=0$) in direzione Y per spingere il cuscinetto fino a toccare il rotore (come indicato in Figura 118)
 - Ciò viene fatto imponendo allo sheker carichi incrementali e verificando la posizione del rotore mediante lettura dei sensori di prossimità
- Si registra la posizione dei sensori Y1 e Y2 fino alla lettura su entrambi di una prefissata distanza \underline{Y} . Particolare cura viene applicata nella registrazione della posizione dei sensori fino a che non si abbia la medesima lettura su entrambi (Figura 117)
- Si utilizza lo *sheker* ($freq=0$) in direzione X per spingere il cuscinetto fino a toccare il rotore secondo un procedimento analogo al precedente
- Si registra la posizione dei sensori X1 e X2 fino alla lettura su entrambi di una prefissata distanza \underline{X} , in modo analogo a quanto fatto sulla direzione Y

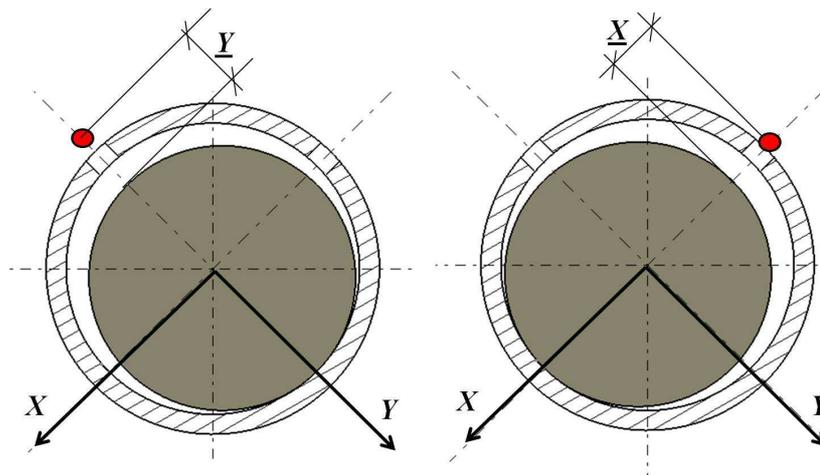


Figura 118 - registrazione della posizione dei sensori

Conviene precisare che le quantità \underline{X} e \underline{Y} sono sempre maggiori del massimo gioco diametrale previsto, ovvero, con riferimento alla Figura 119

$$\underline{X}, \underline{Y} > 2(R - r)$$

$$\underline{X}, \underline{Y} = 2(R - r) + \varepsilon$$

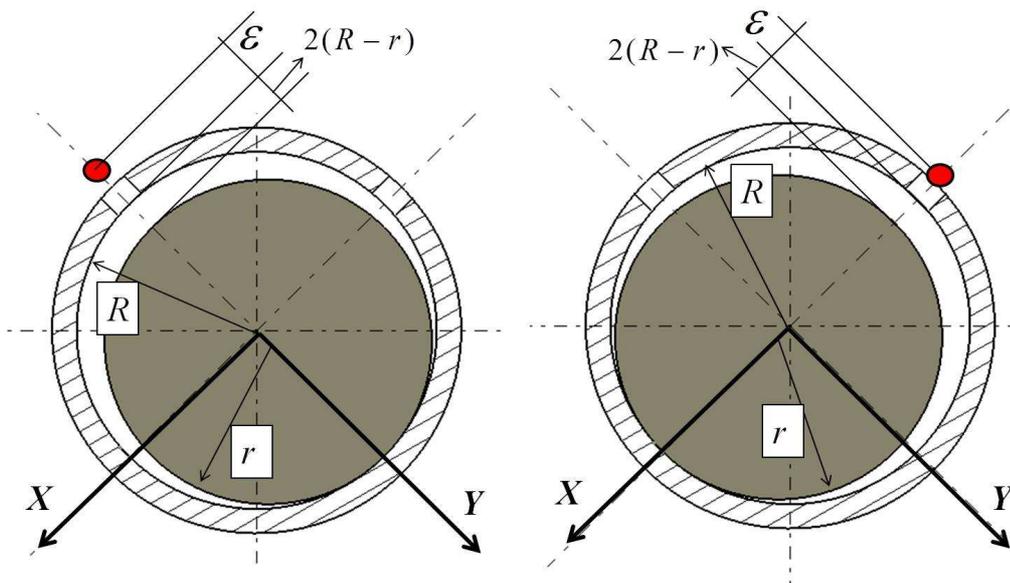


Figura 119 - posizionamento dei sensori di prossimità e gioco massimo

In tal modo le letture del gioco in corrispondenza di un movimento rotatorio del perno all'interno del cuscinetto saranno come quelle concettualmente riportate in Figura 120

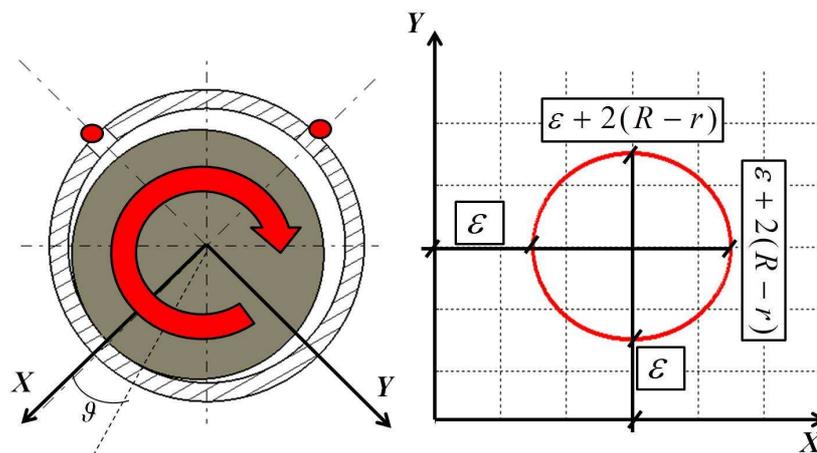


Figura 120 - esempio di lettura del gioco per un cuscinetto ad arco fisso

4.4.2. Misura del gioco a freddo e individuazione del centro del cuscinetto

Le letture di spostamento nelle direzioni X ed Y vengono fatte mediante traslazioni degli assi come indicato dalle equazioni

$$X_{letta} = X_{misurata} - \varepsilon - C_r \quad (6.3.1)$$

$$Y_{letta} = Y_{misurata} - \varepsilon - C_r \quad (6.3.2)$$

In tal modo la lettura del gioco sulle sonde di prossimità è come quella concettualmente riportata in Figura 121 (curva verde), ovvero le coordinate X_{letta} , Y_{letta} rappresenterebbero, su un piano X Y, le coordinate del centro del rotore rispetto allo statore di un cuscinetto circolare ad arco fisso (C_r : gioco radiale)

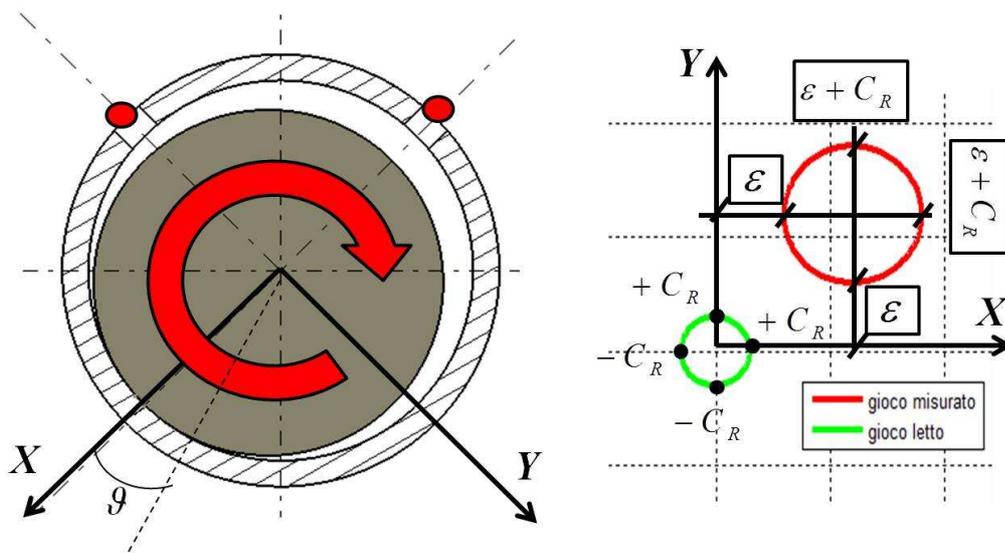


Figura 121 - traslazione sulla lettura del gioco

Nel caso di un cuscinetto a pattini oscillanti la misura attesa del gioco non è circolare, e dipende dalla configurazione e dalla geometria del cuscinetto. Nel caso di un cuscinetto a 5 pattini, la misura attesa del gioco è rappresentata nella Figura 123, sia nella configurazione *load on pad* che nella configurazione *load between pad* (la figura tiene in considerazione il

fatto che l'asse y è l'asse di carico). In questo caso si intende con C_r il gioco di assemblaggio, ovvero con riferimento alla Figura 122

$r = R_A$: raggio del rotore

$R = R_p$: raggio di curvatura dei pad

$C_p = R - r$: machined clearance

a : eccentricità dei pad, distanza tra il centro del cuscinetto e il centro di curvatura dei pad

$C_r = C_p - a$: gioco di assemblaggio

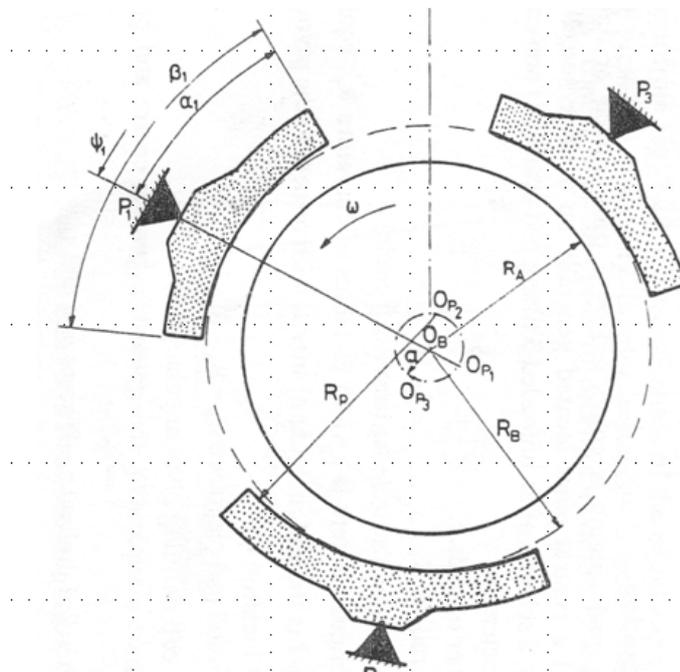


Figura 122 - tilting pad journal bearing: schema geometrico

La quantità ε è sempre ricavabile per differenza attraverso le misure sulle due posizioni opposte nella medesima direzione.

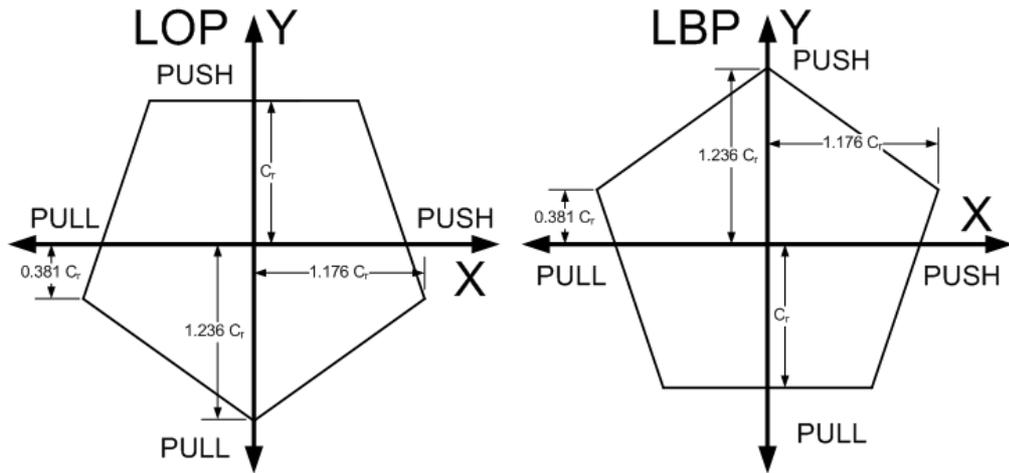


Figura 123 - lettura del gioco previsto per un TPJB a 5 pad in due configurazioni di carico

La procedura per la misura del gioco a freddo viene ottenuta secondo quanto di seguito riassunto:

- Le misure vengono fatte in totale assenza di lubrificante
- Si impostano i criteri di lettura sulle sonde di prossimità secondo quanto dettagliato in 6.3.1) e 6.3.2)
- Entrambi gli *sheker* vengono utilizzati per imporre allo statore un movimento circolare come indicato schematicamente in Figura 121
 - Agli *sheker* vengono imposti carichi del tipo $X=F0\cos(\vartheta)$, $Y=F0\sin(\vartheta)$, $\vartheta=[0, 2\pi]$
- Si registrano i segnali di misura sulle sonde di prossimità.

Un esempio di lettura del gioco viene riportato nella Figura 124. Essa rappresenta il frutto di N misure mediate. La media è fatta sia sul numero delle misure che sulle due letture dei sensori posti sulla stessa direzione (a destra e a sinistra del rotore, vedi Figura 117)

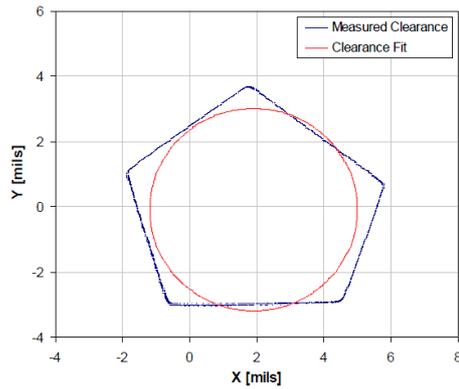


Figura 124 - esempio di lettura del gioco per un TPJB a 5 pattini

Si individua il cerchio inscritto, come il cerchio di raggio R_i , che minimizza il *root mean square* delle distanze minime dai singoli lati del pentagono (Figura 125).

$$R_i \text{ è tale che } \sqrt{\sum_1^5 (d_i)^2} \text{ è minima} \quad 6.3.3)$$

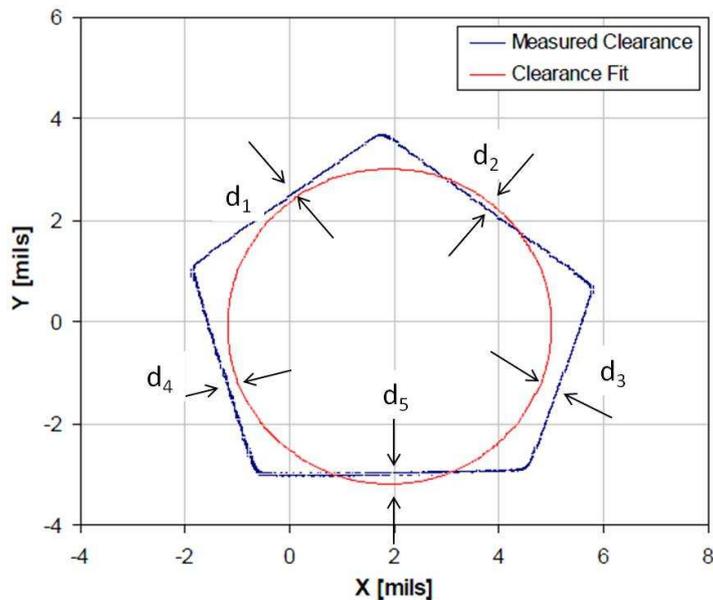


Figura 125 - individuazione del cerchio inscritto

Il centro del cuscinetto viene individuato come il centro di tale cerchio. Ad esso sono riferite tutte le misure di eccentricità ε_0 e attitude angle ϕ secondo quanto riportato al §4.4.6 (Figura 127). Si noti inoltre che le letture delle sonde di prossimità su un piano X Y, forniscono

direttamente le quantità necessarie alla collocazione del centro del rotore rispetto al centro del cuscinetto in termini di ϕ e ε_0 .

La misura del gioco a freddo ed in particolare il cerchio definito secondo la 6.3.3) rappresenta un limite del gioco disponibile, e tale misura viene utilizzata durante i test per verificare che in nessuna delle condizioni il centro dell'albero super tale limite.

4.4.3. Allineamento dello statore

Lo statore viene allineato utilizzando i *pitch stabilizer*. La procedura prevede:

- Inserimento di tutti pitch stabilizer
- Serraggio di tutte le filettature
- Una volta posti in trazione tutti i *pitch stabilizer*, ad ogni ulteriore movimento (rotazione) di ognuna delle viti, corrisponde un movimento dello statore, visibile sulle letture dei sensori di prossimità. In Figura 126 si riporta il caso di sovratensione su due stabilizzatori, il ch , comportando una rotazione dello statore, risulterebbe in un aumento delle letture su X1 e Y1 rispetto alle letture X2 e Y2
- I *pitch stabilizer* vengono serrati fino ad ottenere una lettura identica su tutti e quattro i sensori di prossimit 
- La posizione di ogni stabilizzatore viene bloccata serrando il controdado.

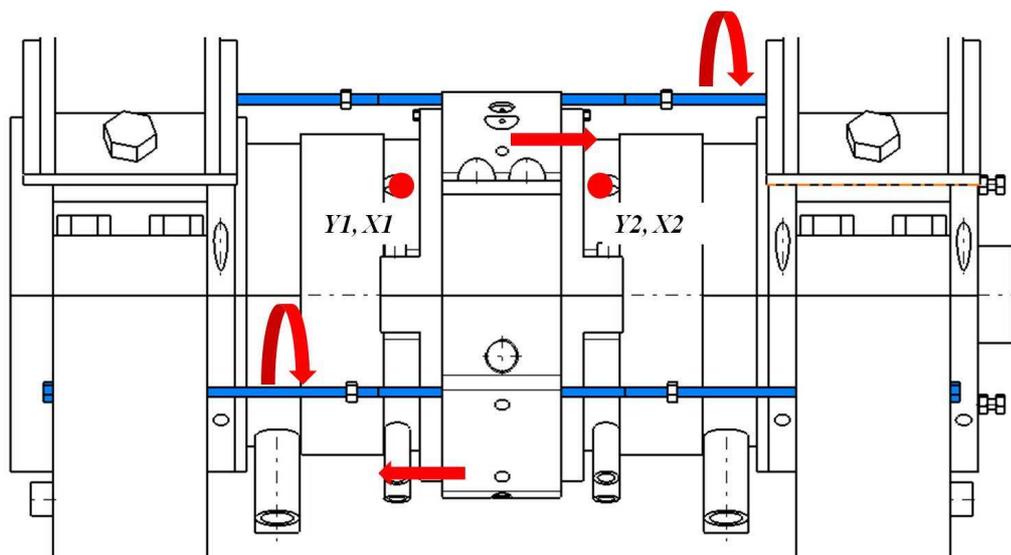


Figura 126 - allineamento dello statore

4.4.4. Individuazione delle funzioni di eccitazione dinamica

Ogni test dinamico viene condotto imponendo al sistema una oscillazione avente un prefissato contenuto in frequenza. La forma d'onda utilizzata è il frutto della sovrapposizione di un numero N di onde, a frequenze diverse, come riassunto nelle espressioni

$$\begin{cases} F_{Dx} = \sum_{i=1}^N A_i \sin(2\pi f_i + \phi_{xi}) \\ F_{Dy} = \sum_{i=1}^N B_i \sin(2\pi f_i + \phi_{yi}) \end{cases}$$

Nelle precedenti equazioni sono descritte le oscillazioni dinamiche di forza imposte nelle direzioni X e Y rispettivamente. Per la corretta estrazione dei coefficienti rotor-dinamici è necessario che sia assicurata una oscillazione dinamica in termini di spostamento, in corrispondenza di ognuna delle frequenze di cui l'eccitante è composta. Per tale motivo, delle prove preliminari vengono condotte allo scopo di individuare quali forze sono necessarie ad assicurare una certa ampiezza di spostamento. Ciò viene fatto come di seguito riassunto.

- Il sistema viene posto in una condizione operativa rappresentativa delle prove che devono essere condotte, in termini di carico, velocità, portata e temperatura del lubrificante
- Si impone una forza oscillante sull'asse Y con un unico contenuto in frequenza ed una ampiezza B di primo tentativo

$$F_y = B \sin(2\pi f_1)$$

- Si monitorano le oscillazioni in termini di spostamento
- Si individua l'ampiezza di forza B che assicura una oscillazione prefissata S_y in termini di spostamento
- Si ripete il procedimento per ognuna delle frequenze previste
- Si ripete il procedimento per le oscillazioni sulla direzione X

Conviene precisare che solitamente l'oscillazione desiderata in termini di spostamento è di circa 1/1000 di pollice (0,025 mm), che è il 25% del gioco mediamente previsto sui cuscinetti che è possibile provare sul banco.

Una volta individuate le ampiezze, l'eccitazione dinamica utilizzata durante le prove, viene costruita minimizzando il *peak-to-peak ratio* dovuto alla sovrapposizione di tutte le sinusoidi.

A tale scopo le fasi iniziali delle singole sinusoidi vengono calibrate al fine di evitare di sommare i picchi massimi di oscillazione su sinusoidi diverse.

L'individuazione delle funzioni di eccitazione dinamica non viene fatta in corrispondenza di ogni prova. Esse rappresentano uno dei punti più qualificanti dell'esperienza acquisita. Funzioni di eccitazione diverse, classificate in base alla tipologia di cuscinetto, alla tipologia di prova e alla configurazione di prova, vengono di norma conservate in opportune librerie dei codici di gestione del banco. Queste vengono utilizzate convenientemente senza la necessità di dovere effettuare prove dedicate alla loro determinazione in corrispondenza di ogni campagna sperimentale.

4.4.5. Identificazione delle base line

I test vengono effettuati per la stima dei coefficienti rotor-dinamici del cuscinetto in prova. Le misure sono però condizionate dalla presenza dei *pitch-stabilizer*, delle connessioni e di tutta la componentistica aggiuntiva presente sul banco. Per stimare il contributo di tali effetti vengono condotte delle prove preliminari in totale assenza di olio lubrificante e con cuscinetto fermo.

- Lo statore viene eccitato in direzione Y per N volte consecutive (solitamente N=4)
 - La funzione eccitante è la medesima utilizzata durante i test ma con ampiezze modificate
 - Ognuna delle singole sinusoidi che forma l'eccitante ha ampiezza ridotta di una determinata quantità

$$F_{Dy} = \sum_1^N B_i \sin(2\pi f_i + \phi_{yi})$$

$$B_{i \text{ base line test}} = \delta B_i \quad [\delta = 0.01 \approx 0.05]$$

- Lo statore viene eccitato in direzione X per N volte consecutive (solitamente N=4)
 - La funzione eccitante è la medesima utilizzata durante i test ma con ampiezze modificate
 - Ognuna delle singole sinusoidi che forma l'eccitante ha ampiezza ridotta di una determinata quantità

$$F_{Dx} = \sum_1^N A_i \sin(2\pi f_i + \phi_{xi})$$

$$A_{i \text{ base line test}} = \delta A_i \quad [\delta = 0.01 \sim 0.05]$$

- Vengono memorizzati i dati di prova in maniera analoga a quanto viene fatto durante l'esecuzione dei test dinamici
- Vengono valutati i coefficienti rotor-dinamici in accordo a quanto visto al §4.3.1

Si precisa che i test vengono fatti sia in condizioni di carico statico nullo sia in presenza di un carico statico F_{ob}

$$F_{ob} \approx 2KN$$

Il carico statico viene normalmente applicato mediante l'utilizzo dello *sheker* nella direzione Y (frequenza = 0) allineato alla direzione del carico statico.

I coefficienti rotor-dinamici così valutati vengono sottratti dai coefficienti valutati durante i test dinamici (sia in condizioni di carico statico nullo che in condizioni di carico statico diverso da zero).

4.4.6. Esecuzione dei test statici

I test statici vengono condotti come di seguito descritto:

- Il banco viene portato condizioni nominali di prova, in termini di velocità e portata lubrificante
- Viene applicato il carico statico
- Si attende il raggiungimento di condizioni stazionarie di temperatura per il lubrificante in ingresso
- Vengono misurate le seguenti quantità:
 - Eccentricità
 - *Attitude angle*
 - Temperatura sui pad (in tutti i punti di misura previsti)
 - Temperatura in uscita dal cuscinetto

La misura della eccentricità e dell'*attitude angle* segue direttamente dalla individuazione del centro del rotore fatta utilizzando i sensori di prossimità secondo quanto descritto in §4.4.1. In particolare note le componenti X e Y della distanza relativa tra il centro del cuscinetto ed il centro del rotore (nelle condizioni di esercizio) si ha (vedi Figura 127):

$$\varepsilon_o = \sqrt{\varepsilon_{x0}^2 + \varepsilon_{y0}^2}$$

$$\phi = \text{acrctg} \left(\frac{\varepsilon_{x0}}{\varepsilon_{y0}} \right)$$

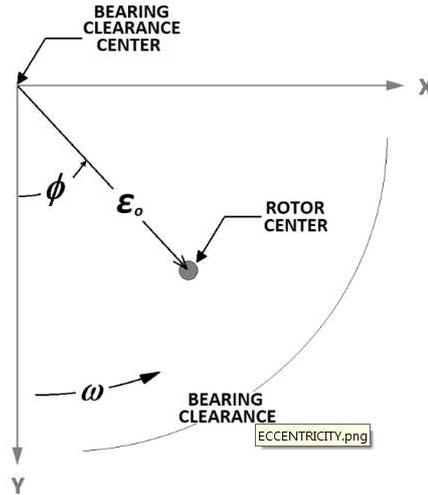


Figura 127 - eccentricità ed attitude angle

Viene inoltre stimata la perdita di potenza, secondo l'equazione (si sottintende l'ipotesi di adiabaticità sulle pareti esterne del rotore):

$$W_{loss} = Q \left[(T\rho c_p)_{out} - (T\rho c_p)_{in} \right]$$

$$\left\{ \begin{array}{l} Q: \text{portata lubrificante} \\ T: \text{temperatura} \\ \rho: \text{densità lubrificante alla temperatura corrispondente} \\ c_p: \text{calore specifico del lubrificante alla temperatura di esercizio} \end{array} \right.$$

Si precisa che il lubrificante per il cuscinetto in prova è di solito un olio *ISO VG 32*, rispondente alle seguenti caratteristiche (temperature in [°K]):

$$\left\{ \begin{array}{ll} \rho(T) = -0.6616 T + 1064 & \left[\frac{Kg}{m^3} \right] \\ \mu(T) = -0.45336 e^{-0.030069(T-294.2611)} & [Pa s] \\ c_p = 3.6273 T + 811.75 & \left[\frac{J}{Kg K} \right] \end{array} \right.$$

4.4.7. Esecuzione dei test dinamici

I test dinamici vengono condotti come di seguito descritto

- Il banco viene portato condizioni nominali di prova, in termini di velocità e portata lubrificante
- Viene applicato il carico statico
- Si attende il raggiungimento di condizioni stazionarie di temperatura per il lubrificante in ingresso
- Si eccita il sistema in direzione y (mediante una funzione eccitante come quella descritta al §4.4.4) per N volte consecutive (solitamente $N=4$)
 - L'eccitante è costituita da una onda frutto della sovrapposizione di 31 sinusoidi con frequenza compresa tra 20Hz e 340 Hz (passo circa 10 Hz)
- Si eccita il sistema in direzione x per N volte consecutive (solitamente $N=4$)
 - L'eccitante è costituita da una onda frutto della sovrapposizione di 31 sinusoidi con frequenza compresa tra 20Hz e 340 Hz (passo circa 10 Hz)
- Vengono memorizzati i seguenti dati di prova
 - Forze di eccitazione nelle direzioni X e Y
 - Accelerazioni dello statore nelle direzioni X e Y
 - Spostamento relativo statore-rotore nelle direzioni (X,Y)
- Vengono valutati i coefficienti rotordinamici in accordo al modello riportato al 4.3.1

Si precisa che i risultati di prova vengono elaborati mediando i dati (nel dominio della frequenza) sulle N eccitazioni imposte.

4.4.8. Procedura di prova

L'esecuzione delle prove prevede i seguenti passi :

- Il banco viene portato nelle condizioni descritte di velocità
- Il banco viene portato nelle condizioni prescritte di carico
- Ove richiesto si regola la portata di lubrificante
- Vengono eseguiti i test statici
- Vengono eseguiti i test dinamici
- I test proseguono con incremento di carico a pari velocità

4.5. Risultati delle prove

Nel presente capitolo vengono riportati i risultati delle prove fatte su due tipologie di cuscinetto:

- Cuscinetto 1: rocker pivot a 5 pattini
- Cuscinetto 2: ball in socket pivot a 4 pattini

4.5.1. Risultati delle prove su Cuscinetto 1

Vengono riportati i risultati relativi ai test su un cuscinetto a cinque pattini, tipo rocker pivot, realizzato dalla *Orion Corporation* (Figura 128). Il cuscinetto utilizza pattini con offset sul pivot del 50%.

Ogni pattino è realizzato con un *leading edge groove*, per l'adduzione lubrificante (Figura 130). Il disegno del bordo d'attacco è ottimizzato per minimizzare il fenomeno del *carry-over* (miscelamento tra olio caldo in arrivo dal pattino precedente ed olio freddo derivante dal circuito di alimentazione).



Figura 128 - cuscinetto in prova



Figura 129 - offset sul pivot



Figura 130 - pad

Nella Tabella 17 sono riportati i parametri geometrici del cuscinetto ed in Tabella 18 il sinottico delle condizioni di prova rispettivamente. Tutte le prove sono state condotte nella configurazione LBP.

Tabella 17 - caratteristiche del cuscinetto in prova

Numero di pad	5
Configurazione di carico	<i>LBP</i>
Estensione angolare del pad [deg]	57.87
Diametro rotore [mm]	101,587
Lunghezza assiale dei pad [mm]	60,325

Gioco Radiale [mm]	<i>0,11</i>
Massa del pad [Kg]	<i>0,44</i>
Precarico geometrico	<i>0,27</i>

Tabella 18 - matrice delle condizioni di prova

velocità [rpm]	Carico [Kpa]
<i>4000</i>	<i>0</i>
	<i>1035</i>
	<i>1725</i>
	<i>2414</i>
	<i>3104</i>
<i>7000</i>	<i>0</i>
	<i>345</i>
	<i>1035</i>
	<i>1725</i>
	<i>2414</i>
<i>10000</i>	<i>0</i>
	<i>345</i>

4.5.1.1. Caratteristiche statiche

In Figura 131 è riportata la misura del gioco a freddo. (si precisa che l'unità di misura utilizzata è il millesimo di pollice). Il cuscinetto presenta un gioco radiale di circa 0,1mm (in accordo ai dati forniti dal costruttore). Si noti che la misura si presenta come una figura pentagonale (cuscinetto a 5 pad), con tutti i lati di lunghezza paragonabile (pivot offset 50%).

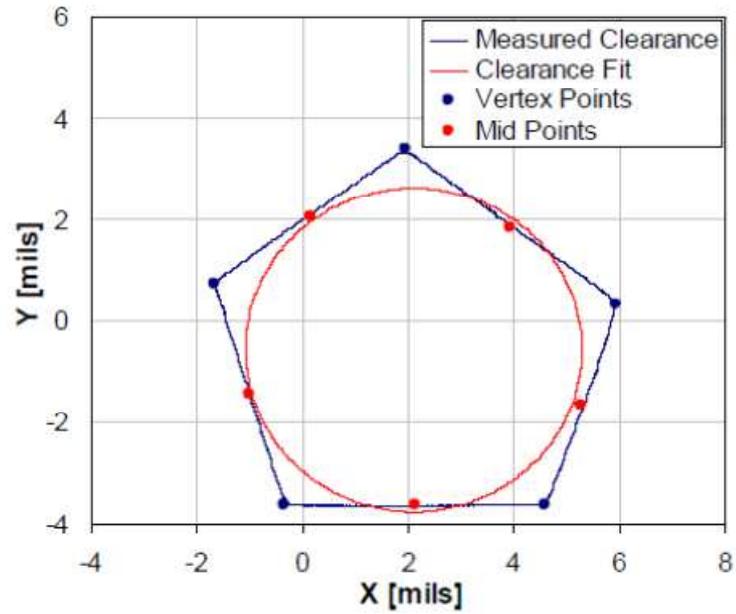


Figura 131 - gioco a freddo misurato

Nella figura si riporta la posizione del centro del rotore sul piano XY in funzione del carico applicato per ognuna delle velocità di prova. Come atteso l'eccentricità del rotore aumenta all'aumentare del carico. Le variazioni dell'eccentricità si riducono a mano a mano che aumenta la velocità.

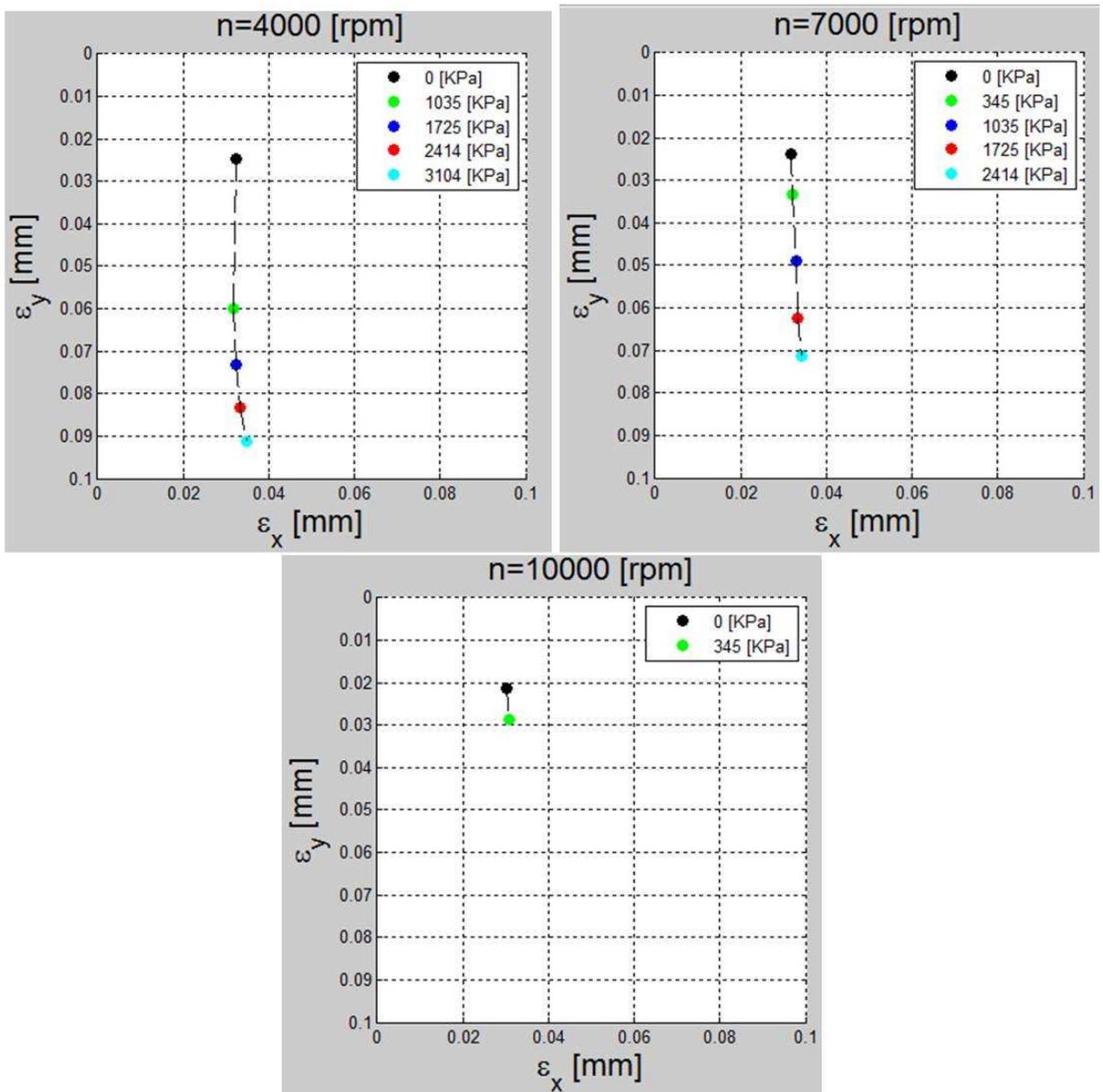


Figura 132 - posizioni del centro del rotore

L'andamento dell'*attitude angle* in funzione del carico per ognuna delle velocità di prova è riportato in Figura 133. Come atteso l'*attitude angle* diminuisce all'aumentare del carico (eccentricità sempre più allineata sull'asse Y di carico), e aumenta all'aumentare della velocità (a parità di carico).

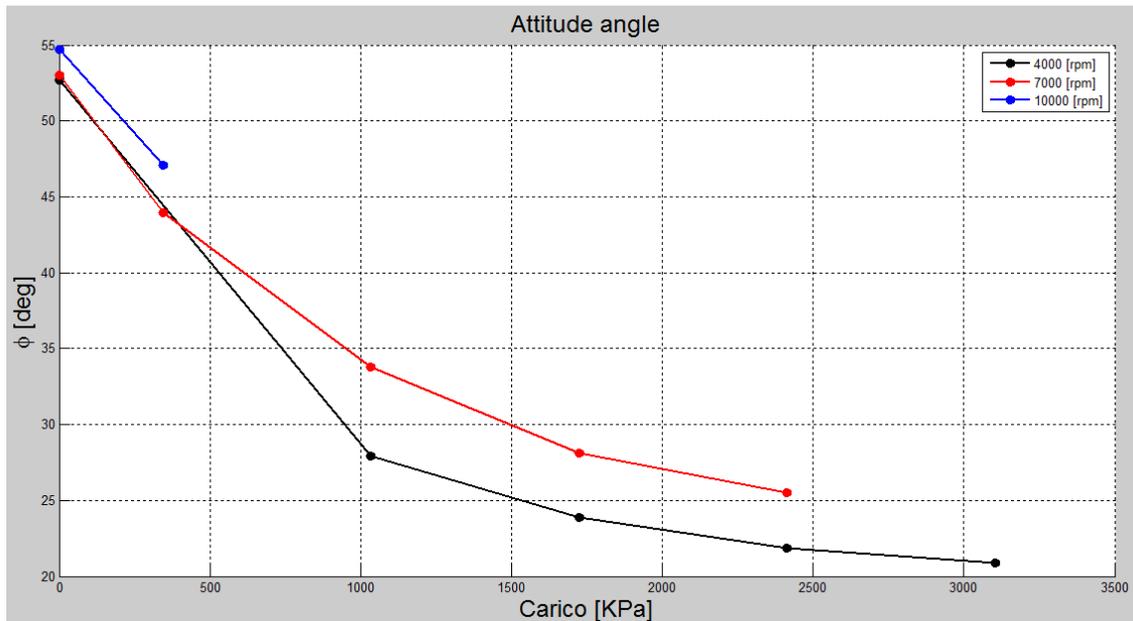


Figura 133 – attitude angle

Nella fig viene riportata una stima della potenza dissipata dal cuscinetto, effettuata secondo il modello di §4.4.6. Si noti che la potenza necessaria è pressocchè costante in funzione del carico (con una leggera tendenza all'aumento) mentre aumenta sensibilmente con la velocità. La leggera diminuzione di potenza all'aumentare del carico sulla curva a 7000 rpm non è significativa ed è dovuta ad una variazione di portata di lubrificante.

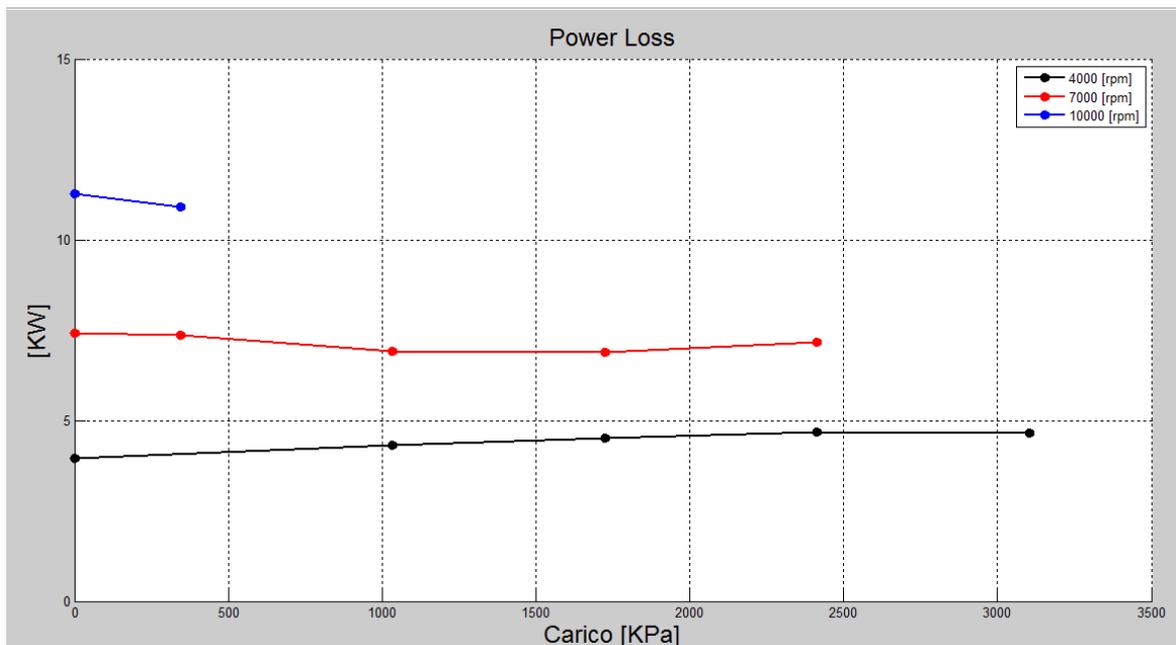


Figura 134 – potenza assorbita

4.5.1.2. Caratteristiche dinamiche

Nella Figura 135 vengono riportate le impedenze complesse (parte reale e parte immaginaria) delle misure effettuate a 4000 rpm in assenza di carico statico. In ognuna delle figure si riportano sia i punti sperimentali che la curva di *best fit* ottenuta attraverso quanto descritto al §4.3.1. Sono inoltre evidenziate, come linee verticali in corrispondenza di ogni frequenza, le incertezze calcolate secondo quanto descritto al §4.3.2

E' interessante osservare come la sia la parte reale che la parte immaginaria delle impedenze dirette venga bene approssimata dal modello di riferimento. In particolare le misure si distribuiscono su una curva parabolica per quanto riguarda la parte reale e su una retta per quanto riguarda la parte immaginaria. Ciò conferma la bontà di un modello tipo $[K][C][M]$ almeno per quanto riguarda la descrizione dei coefficienti rotor-dinamici diretti. Si sottolinea al contrario che le impedenze incrociate non sono descritte in maniera sufficientemente accurata dallo stesso modello $[K][C][M]$. Si noti infatti che la parte reale presenta un andamento assolutamente non parabolico almeno per la condizione di assenza di carico. Come si può evincere dalle immagini da Figura 136 a Figura 139, all'aumentare del carico il modello sembra avvicinarsi sempre di più alla distribuzione delle impedenze incrociate (parte reale) sull'asse delle frequenze, anche se con scarsa rappresentazione delle misure. Ciò implica che sia i coefficienti incrociati di rigidità, sia i coefficienti incrociati di massa aggiunta sono scarsamente identificabili. E' altrettanto vero che la parte immaginaria delle impedenze incrociate non ha un andamento lineare nel dominio delle frequenze. Ciò implica una impossibilità di identificare i coefficienti rotor-dinamici di smorzamento incrociato, almeno di non tollerare incertezze molto elevate.

In appendice al presente capitolo vengono riportati i valori delle funzioni complesse di rigidità per le prove fatte a 7000 rpm e quelle per le prove fatte a 10000 rpm . Si osservi come anche aumentando la velocità il modello $[K][C][M]$ non è adeguato a descrivere le impedenze complesse. In particolari i coefficienti incrociati di smorzamento valutati, così come i coefficienti di rigidità e di massa aggiunta sono molto discosti dalle misure.

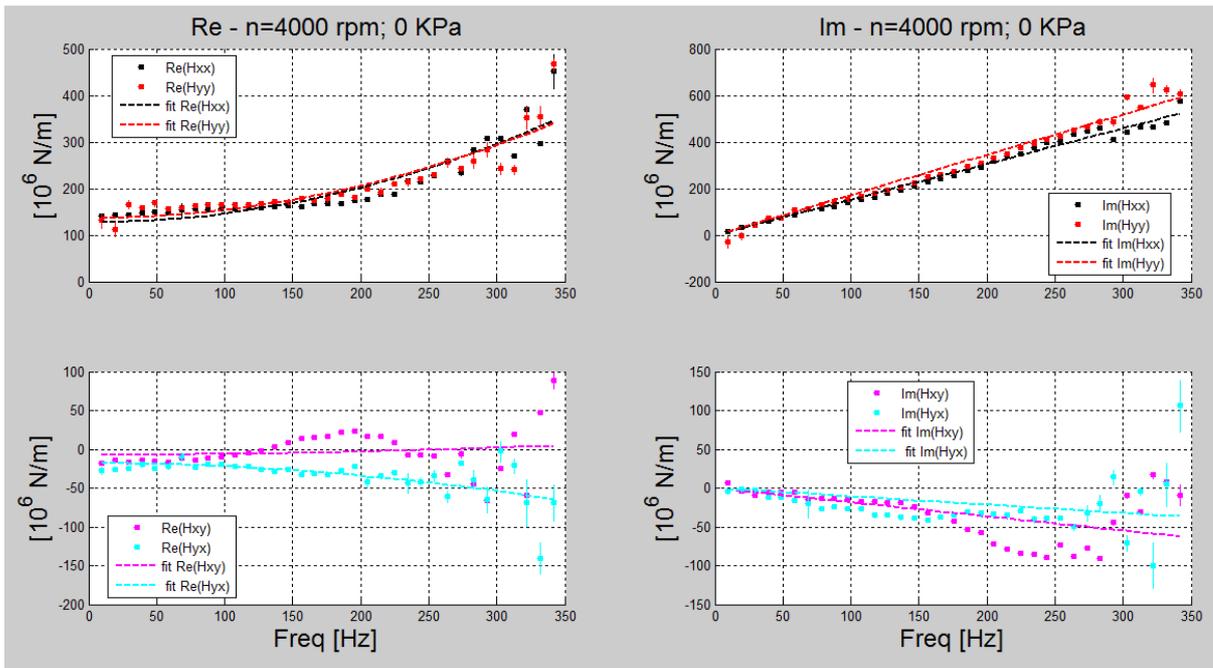


Figura 135 - impedenze complesse, prova 4000 rpm, 0 KPa

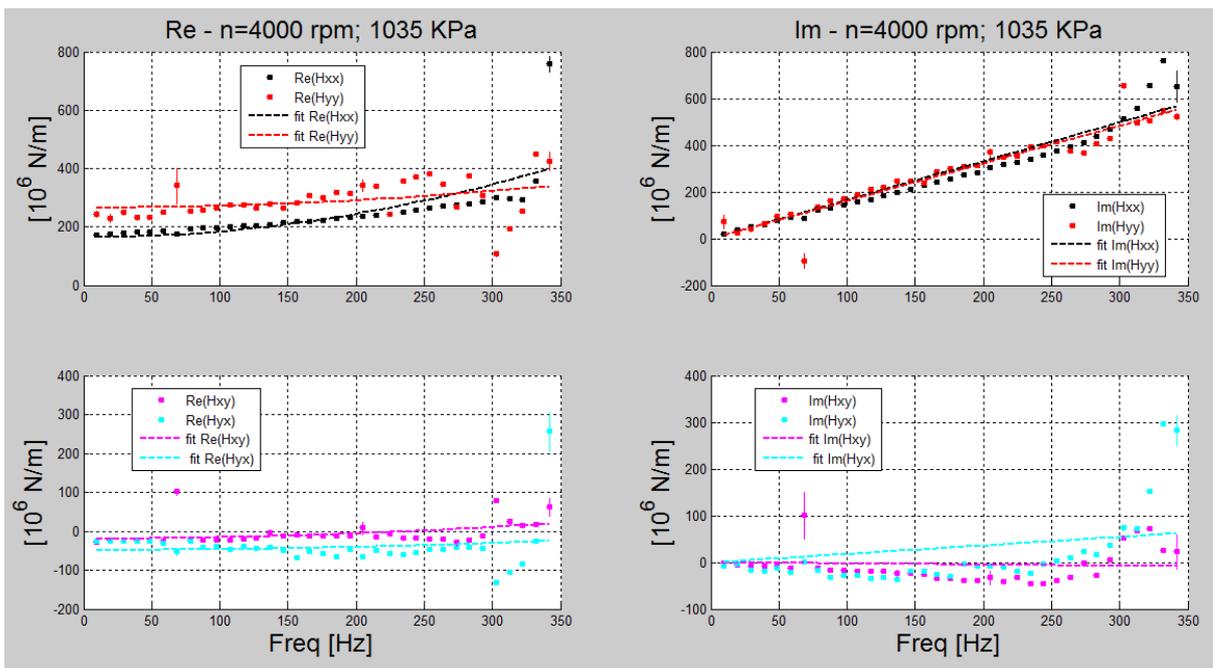


Figura 136 - impedenze complesse, prova 4000 rpm, 1035 KPa

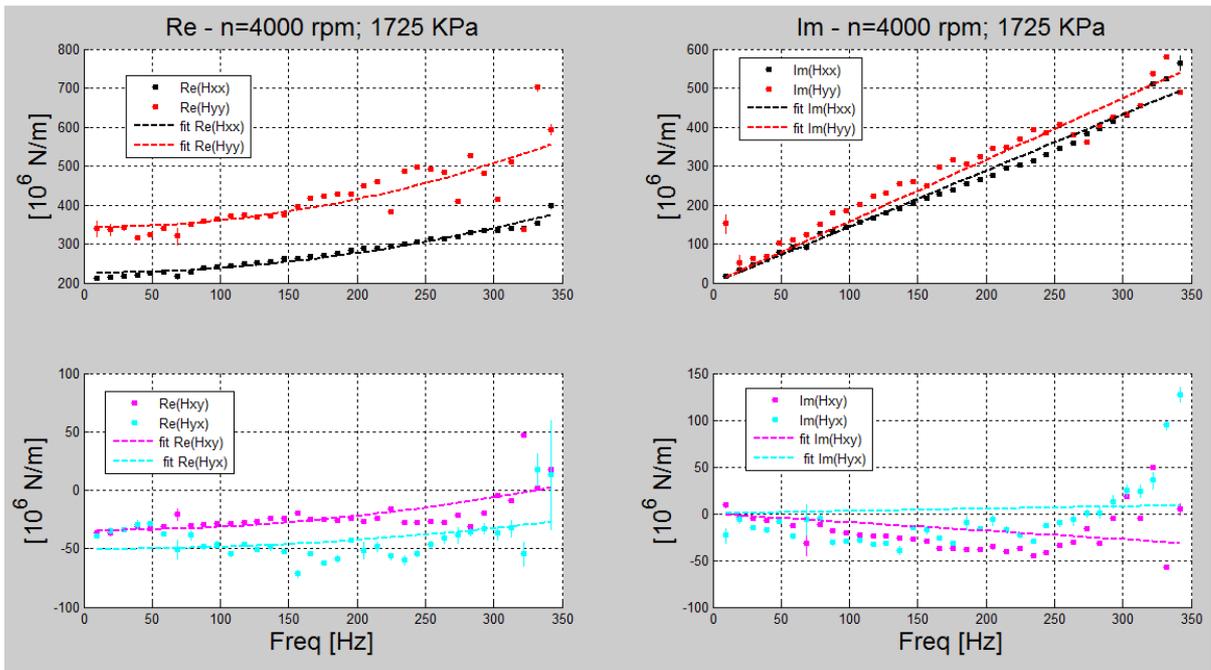


Figura 137 - impedenze complesse, prova 4000 rpm, 1725 KPa

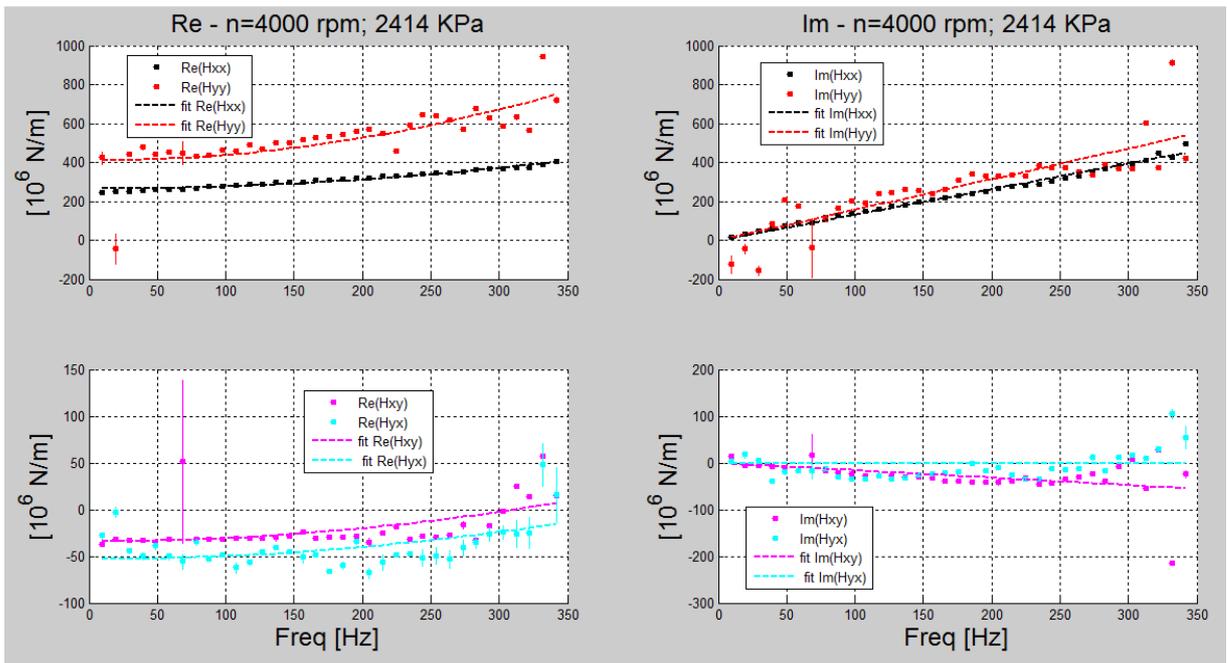


Figura 138 - impedenze complesse, prova 4000 rpm, 2414 KPa

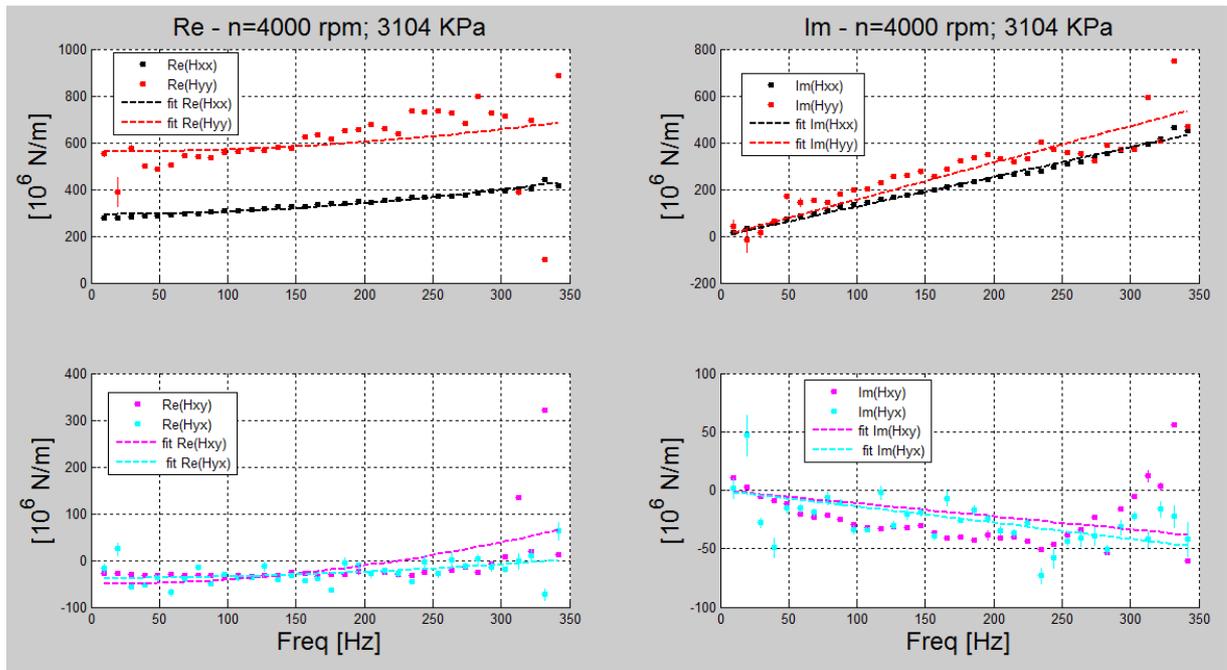


Figura 139 - impedenze complesse, prova 4000 rpm, 3104 KPa

Nella Figura 156 vengono riportati i coefficienti rotor-dinamici di rigidità (coefficienti diretti e coefficienti incrociati), in funzione del carico applicato e parametrizzata sulla velocità di prova. Nella stessa figura viene indicata, con una barra verticale, l'incertezza stimata. Si noti come la rigidità nelle due direzioni è crescente in funzione del carico e cresce anche con la velocità. Di particolare interesse è notare come il cuscinetto abbia un comportamento non isotropo al crescere del carico. Nella Figura 141 vengono riportati i valori dei coefficienti di rigidità K_{xx} e K_{yy} , in funzione del carico per due velocità di prova. Si noti come all'aumentare del carico la rigidità in Y è molto più elevata rispetto alla rigidità in X (a carico nullo il sistema ha un comportamento isotropo). La differenza tra le due rigidità è tanto più elevata quanto più elevato è il carico e quanto più è bassa la velocità. Tale comportamento è prevedibile data la non simmetria del cuscinetto (5 pad) e la non simmetria nella condizione di carico statico. E' necessario precisare che i coefficienti di rigidità incrociati sono stimati con incertezze molto alte. Ciò non permette di fare ulteriori riflessioni sul loro valore e pertanto sul comportamento del cuscinetto. Si noti che l'elevata incertezza sulla stima dei coefficienti incrociati, non è dovuta alla attrezzatura di prova e pertanto alla ripetibilità delle misure. Questa è quasi interamente dovuta alla inadeguatezza del modello $[M][K][C]$ utilizzato per fare la stima. I risultati sulle impedenze complesse mostrano infatti, quasi in tutte le prove, una elevatissima ripetibilità delle misure. Le incertezze sui coefficienti

derivano invece dalla esigenza di dover descrivere con legge quadratica una regressione di punti che si distribuisce con legge totalmente diversa.

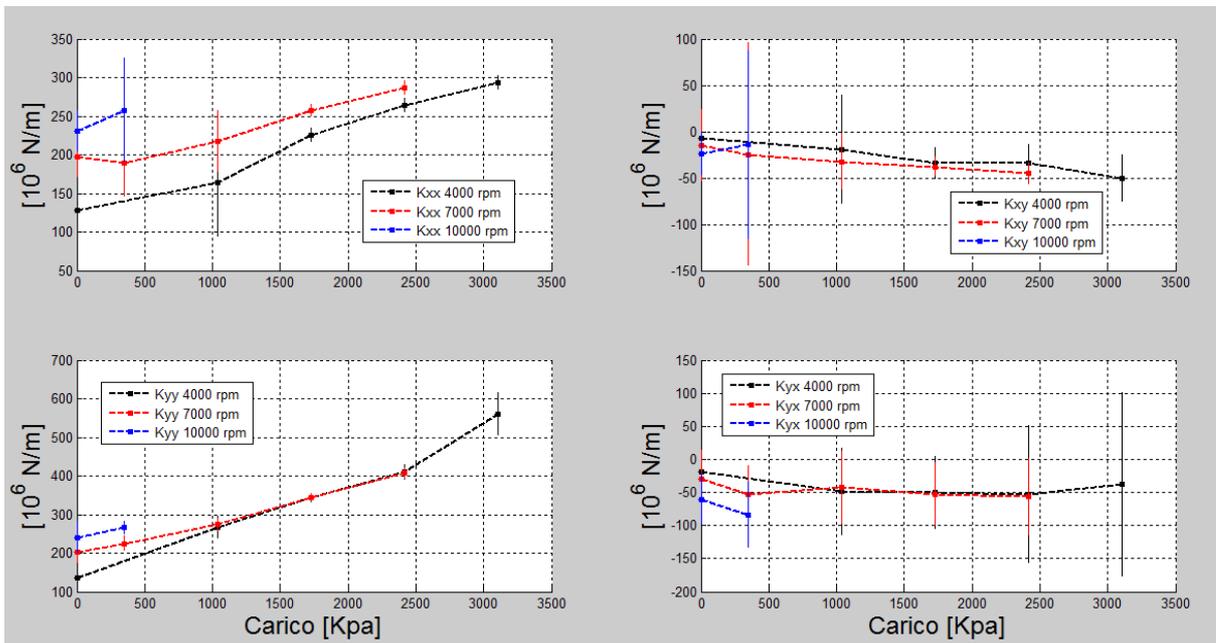


Figura 140 - coefficienti di rigidezza

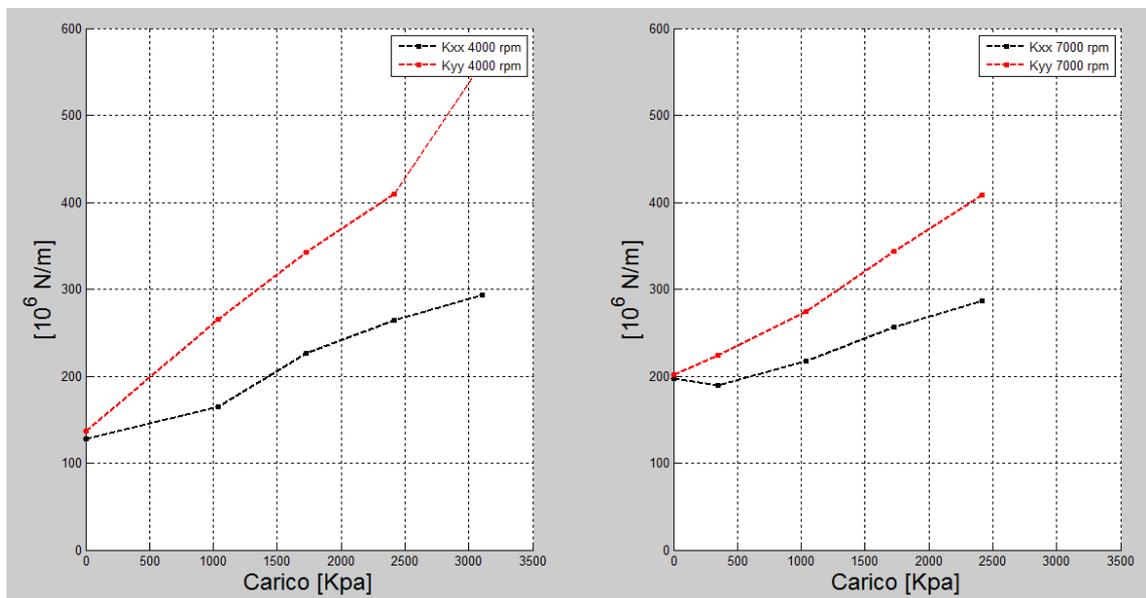


Figura 141 – rigidezza diverse sulle direzioni X e Y

I coefficienti di smorzamento (vedi Figura 158), tenuto anche conto delle incertezze sulle stime, sono sostanzialmente costanti in funzione del carico, mentre si registra una leggera diminuzione in funzione della velocità, più marcata nella direzione Y. Poco interpretabili

sono i risultati sui coefficienti incrociati in virtù delle medesime motivazioni viste in precedenza.

I coefficienti diretta di massa aggiunta (Figura 143) sono sempre dello stesso segno, con variazioni minime, tenuto anche conto delle incertezza, in funzione di carico e velocità. Poco interpretabili sono i coefficienti incrociati di massa aggiunta.

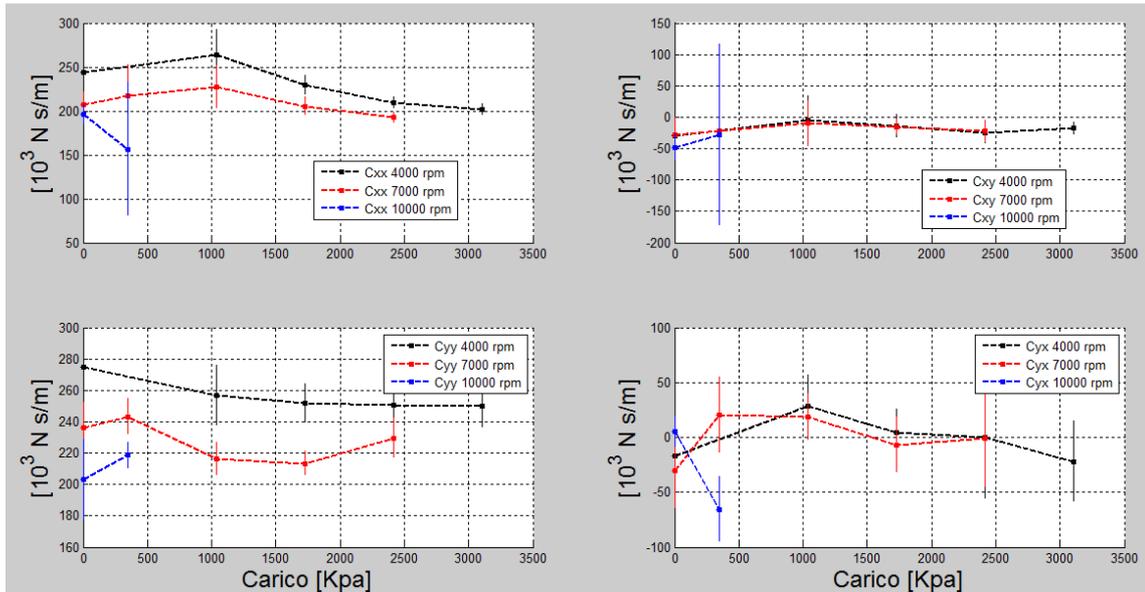


Figura 142 – coefficienti di smorzamento

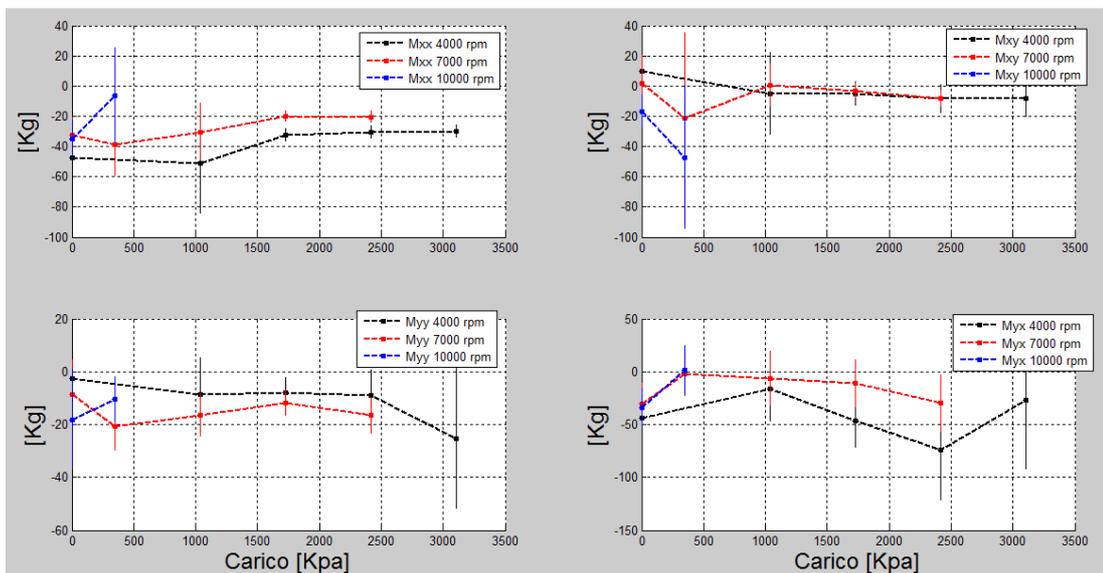


Figura 143 - coefficienti di massa aggiunta

4.5.2. Risultati delle prove su Cuscinetto 2 in configurazione LOP

Le prove sono state effettuate su un cuscinetto a 4 pattini con offset sul pivot del 57%. I parametri geometrici del cuscinetto sono riportati nella Tabella 19. Un sinottico delle condizioni di prova è indicato in Tabella 20

Tabella 19 – caratteristiche del cuscinetto in prova

Numero di pad	4
Estensione angolare del pad [deg]	72
Diametro rotore [mm]	101,5238
Lunghezza assiale dei pad [mm]	60,33
Gioco Radiale [mm]	0,083
Massa del pad [Kg]	0,96
Precarico geometrico	0,3

Tabella 20 – matrice delle condizioni di prova

Velocità [rpm]	Carico [KPa]
4400	0, 727, 1453, 2180, 2906
6800	0, 727, 1453, 2180, 2906
9000	0, 727, 1453, 2180, 2906
10800	0, 727, 1453, 2180, 2906
13200	0, 727, 1453, 2180, 2906

4.5.2.1. Caratteristiche statiche

In Figura 144 vengono riportate le posizioni del centro del rotore nel piano XY in funzione del carico applicato, per tutte le velocità di prova. Si osservi come all'aumentare del carico aumenta l'eccentricità e come tale aumento è sempre meno evidente all'aumentare della velocità.

La stima della potenza dissipata dal cuscinetto in funzione del carico e parametrizzata sulla velocità, viene riportata nella Figura 145. Si noti come il carico ha una influenza trascurabile sulla potenza dissipata, mentre le variazioni sono molto evidenti all'aumentare della velocità.

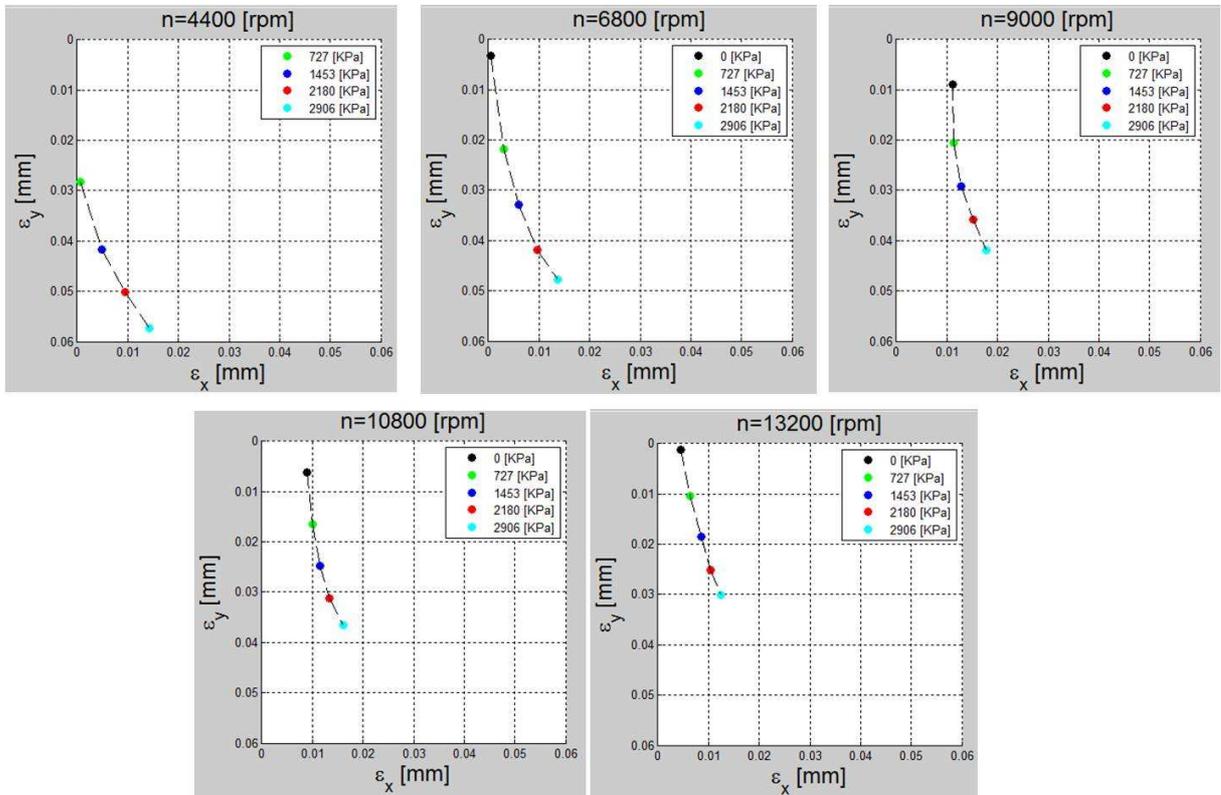


Figura 144 – Posizione del centro del rotore in funzione di carico e velocità

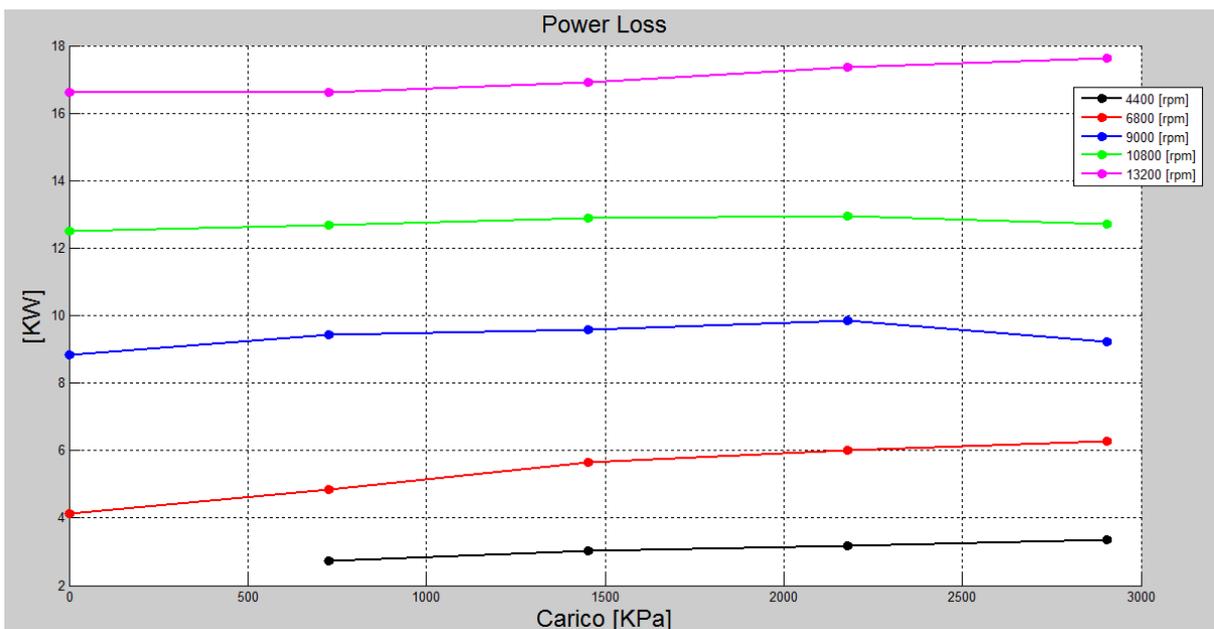


Figura 145 – Stima della perdita di potenza

4.5.2.2. Caratteristiche dinamiche

In Figura 146 sono indicate le impedenze complesse per le prove fatte a 9000 rpm in corrispondenza del carico massimo. Si osserva come il modello dia una buona stima dei coefficienti diretti, mentre sia poco rappresentativo per quanto riguarda i coefficienti incrociati soprattutto per quanto concerne la parte immaginaria, la quale mostra, nel dominio della frequenza un andamento tutt'altro che lineare.

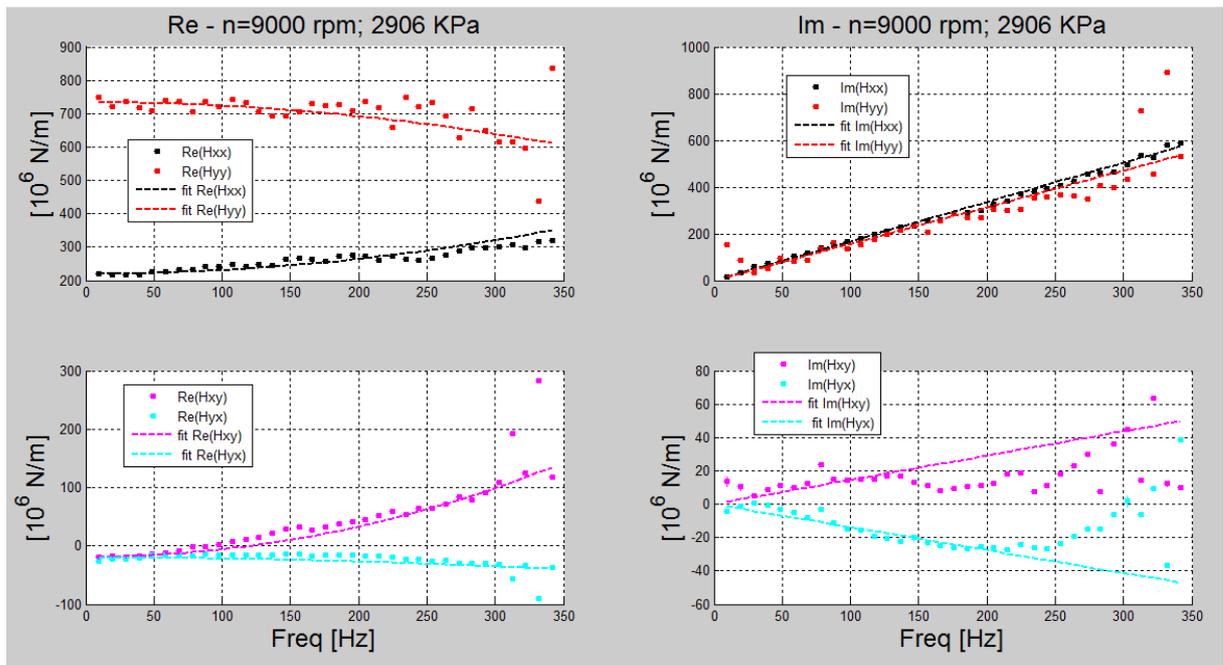


Figura 146 - impedenze complesse, prova 4000 rpm, 3104 KPa

I coefficienti rotor-dinamici di rigidezza sono riportati nella Figura 147. Si osserva come la rigidezza in x cresce sia con il carico che con la velocità, mentre la rigidezza in y è molto sensibile all'aumentare del carico e poco sensibile all'aumento di velocità (soprattutto per carichi elevati). Tale comportamento, riportato da più autori, è dovuto alla presenza di carico statico in una unica direzione (y). I coefficienti di rigidezza incrociati sono sempre negativi.

I coefficienti di smorzamento sono riportati in Figura 148. Si osservi come la capacità smorzante del cuscinetto è poco dipendente dal carico e molto più sensibile rispetto alla velocità. I coefficienti diretti in y mostrano variazioni di oltre il 100% in funzione della velocità nel campo di funzionamento provato. Ciò indica, soprattutto in riferimento alla direzione di carico, che il cuscinetto mantiene inalterate le sue proprietà di smorzamento anche con consistenti aumenti di rigidezza, con beneficio della stabilità. D'altra parte però si nota che i coefficienti sono in alcune condizioni positivi, così come i coefficienti incrociati di

4 Sistemi di monitoraggio e analisi per cuscinetti fluidodinamici

massa aggiunta (vedi Figura 149). Ciò potrebbe, in talune condizioni di funzionamento, causare instabilità nel meato di lubrificante.

Conviene comunque precisare che le incertezze sui coefficienti rotordinamici incrociati sono molto elevate (così come sui coefficienti diretti di massa aggiunta).

(In appendice al presente capitolo vengono riportati i risultati completi delle prove in termini di impedenze complesse)

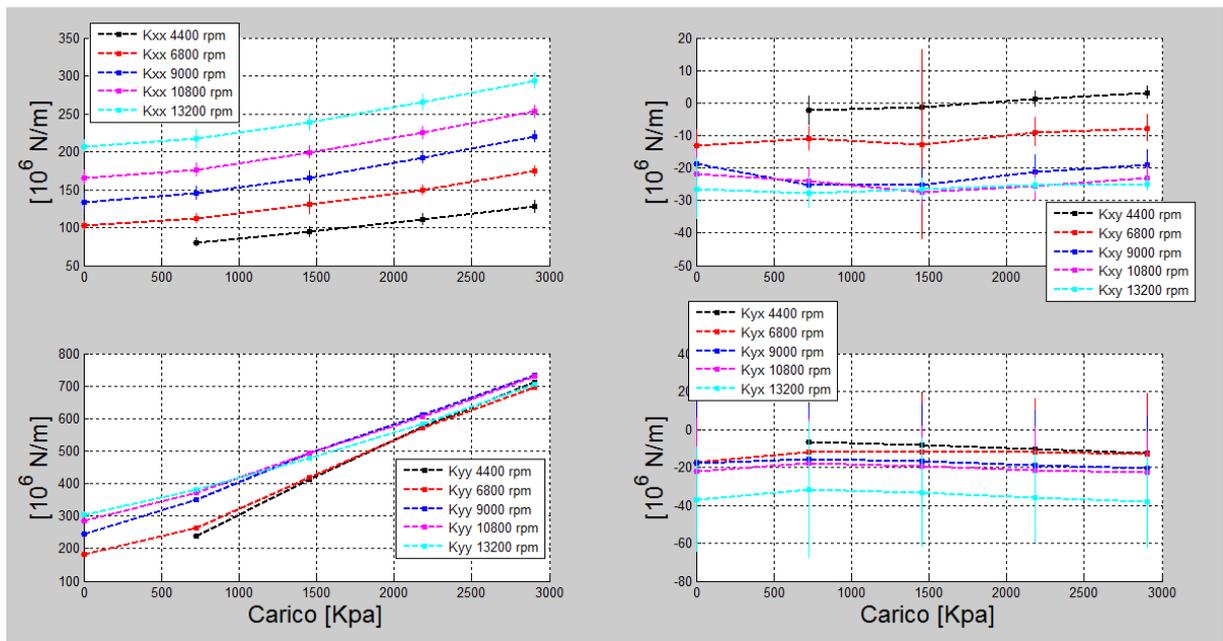


Figura 147 - coefficienti di rigidezza

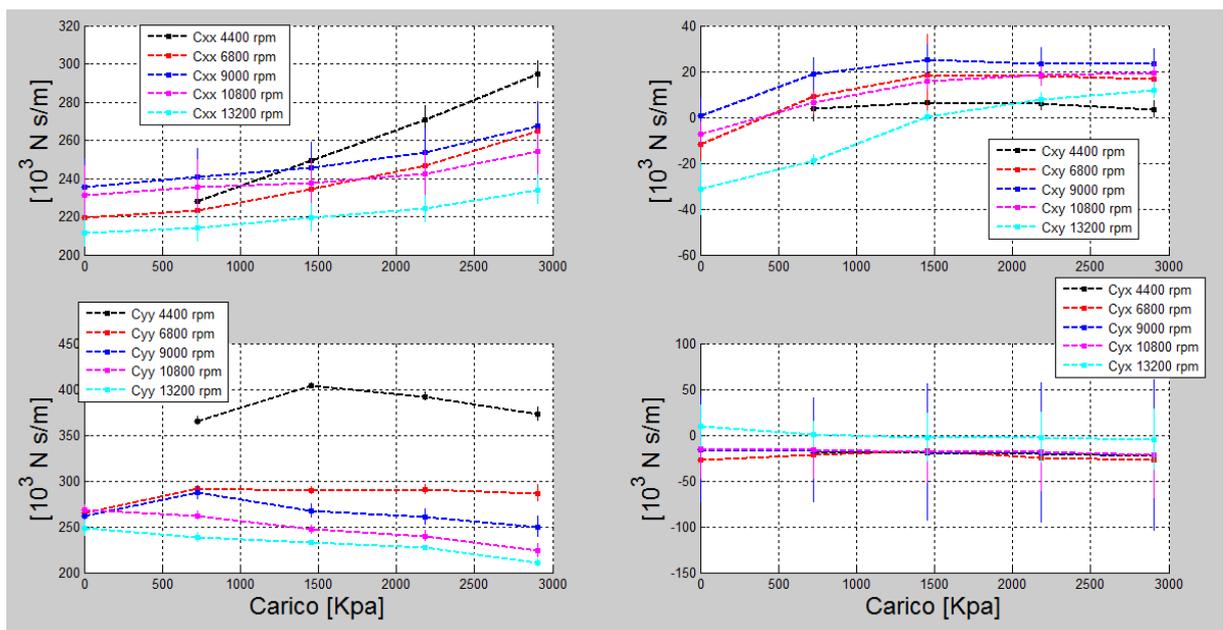


Figura 148 - coefficienti di smorzamento

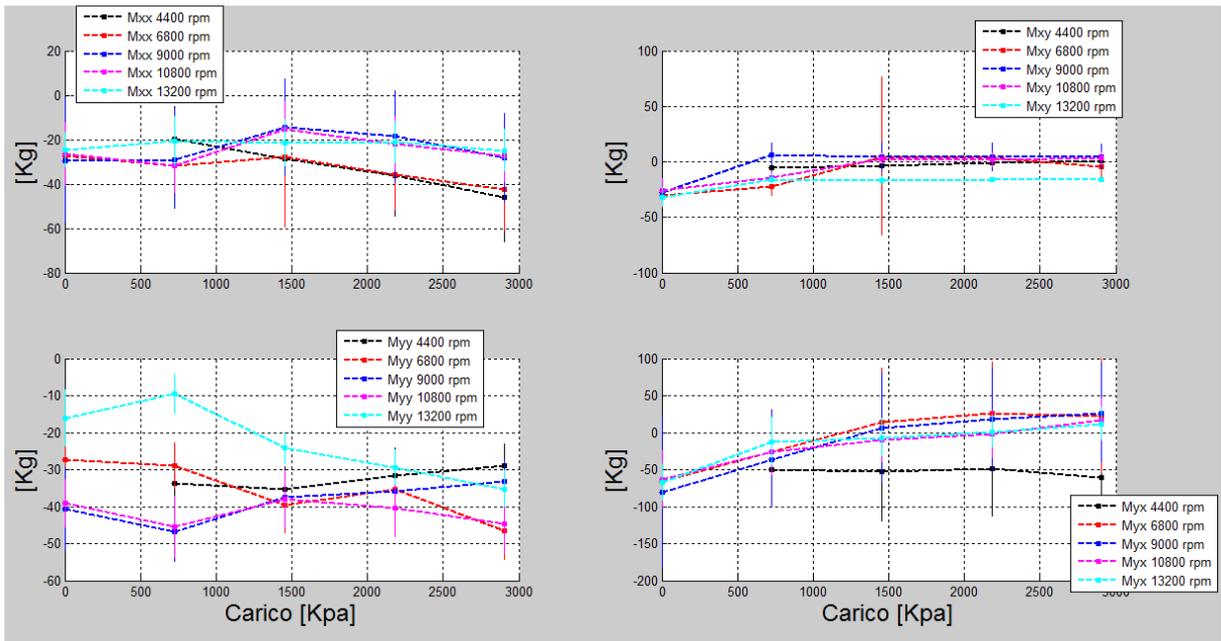


Figura 149 - coefficienti di massa aggiunta

4.5.3. Risultati delle prove su Cuscinetto 2 in configurazione LBP

4.5.3.1. Caratteristiche statiche

La posizione di equilibrio statico del rotore è riportata in Figura 150. La valutazione sulla potenza dissipata è indicata in Figura 151. Si osserva che non vi sono variazioni sostanziali rispetto al comportamento del cuscinetto in condizione LOP, salvo un aumento della potenza stimata di circa il 25%

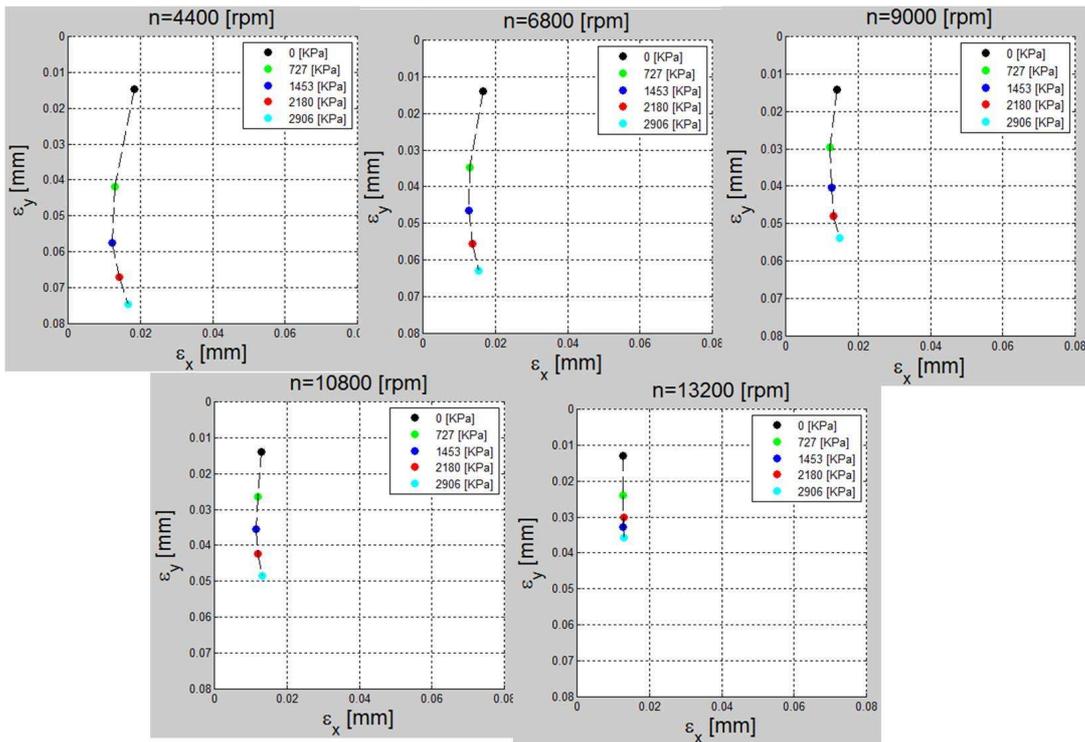


Figura 150 - posizione del centro del rotore in funzione di carico e velocità

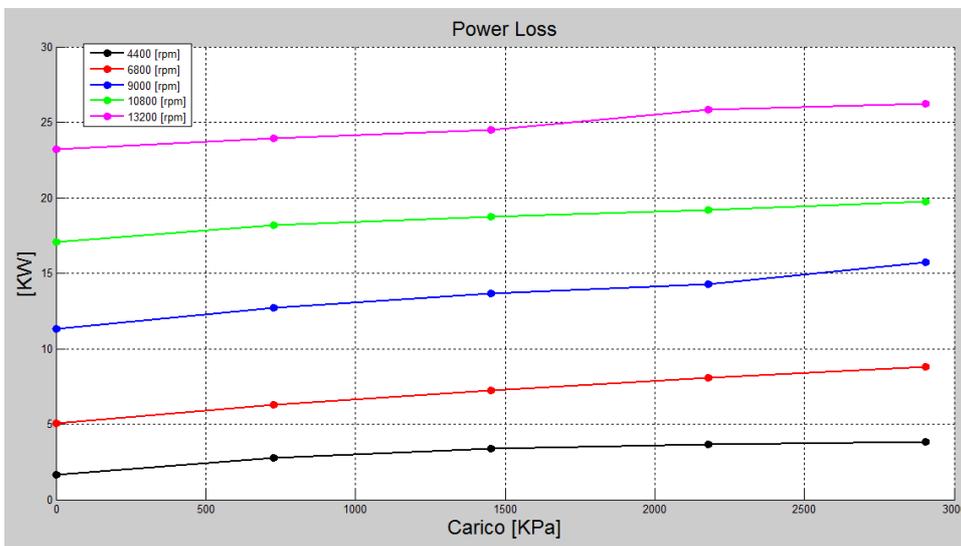


Figura 151 - stima della perdita di potenza

4.5.3.2. Caratteristiche dinamiche

Un esempio delle misure di impedenze complesse, ad una velocità di 9000 rpm e in corrispondenza di un carico di prova intermedio, è riportata nella Figura 152. Si osserva che anche in questo caso i coefficienti incrociati sono stimati con elevate incertezze. Si osserva

inoltre che le prove fatte a frequenza di eccitazione elevata sono particolarmente discoste dal modello di previsione.

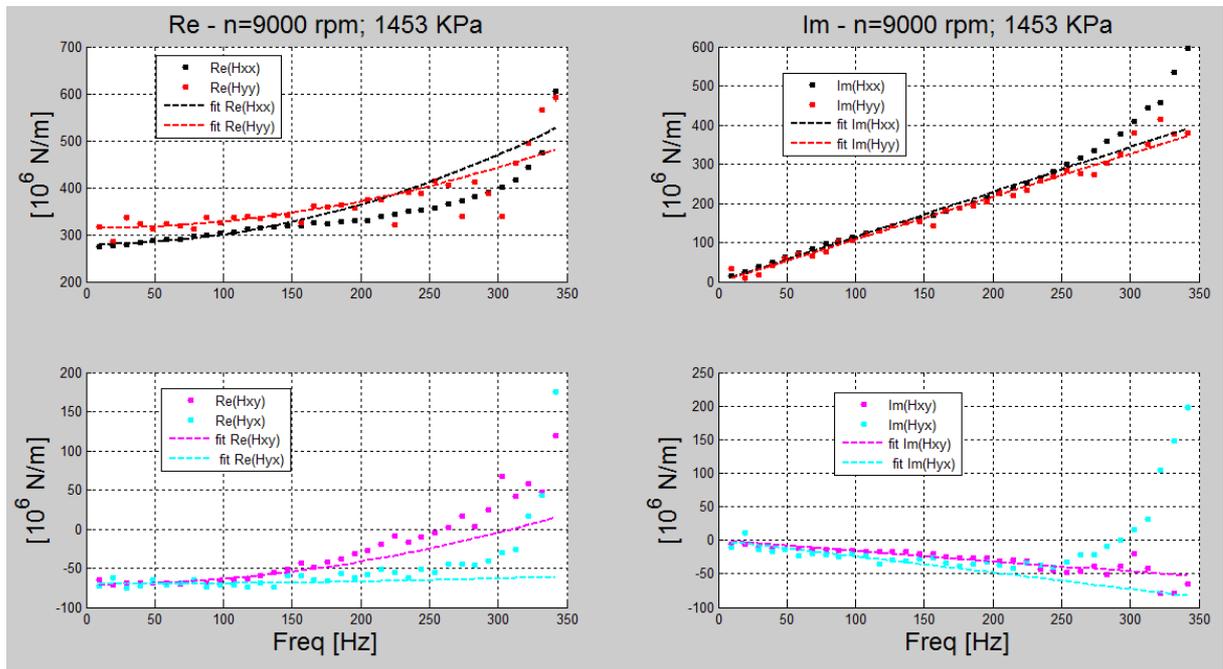


Figura 152 - impedenze complesse, prova 9000 rpm, 1453 KPa

I coefficienti di rigidezza sono indicati nella Figura 153. I coefficienti diretti di rigidezza sono crescenti con carico e velocità. Gli incrementi divengono trascurabili ai carichi elevati, nel senso che le prove fatte a carichi elevati mostrano scarsa dipendenza dalla velocità. Ciò è dovuto alla condizione di carico LBP: in tale condizione il cuscinetto è molto meno rigido (rispetto alla condizione LOP), e diviene per carichi elevati insensibile alla velocità, come evidente nel confronto tra la Figura 153e la Figura 147.

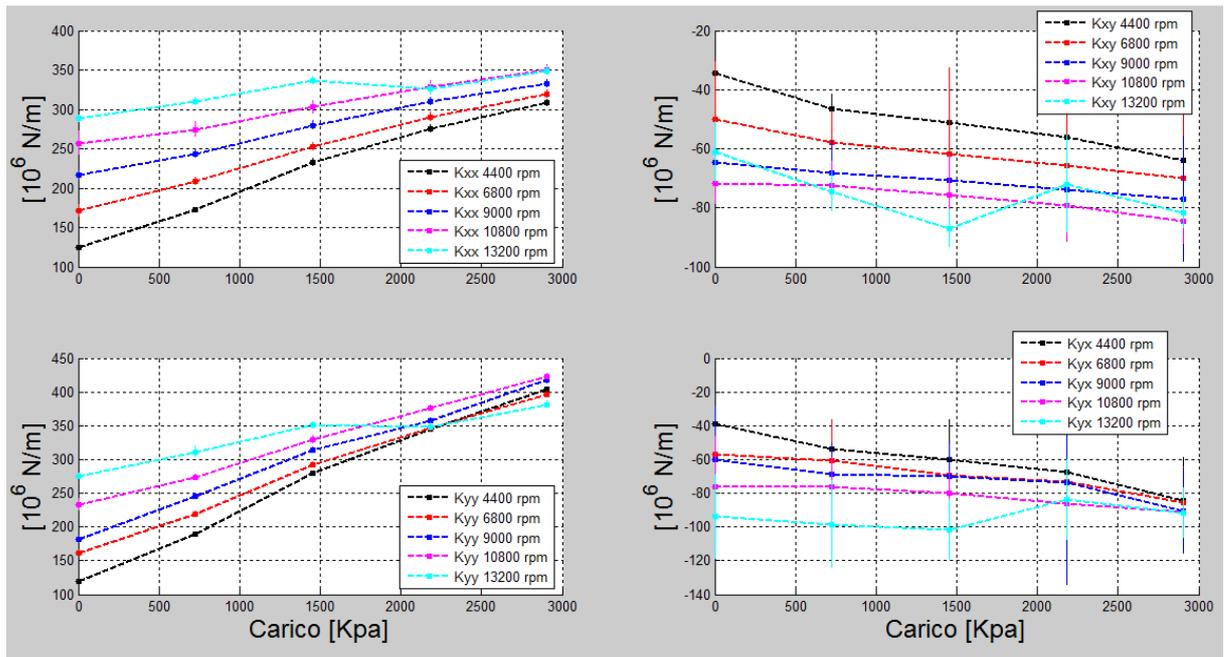


Figura 153 - coefficienti di rigidezza

I coefficienti di smorzamento, contrariamente a quanto visto per la configurazione LOP, diminuiscono al crescere di carico e velocità (Figura 154).

I coefficienti di massa sono sempre negativi (Figura 155), così come sempre negativi sono i coefficienti rotor-dinamici incrociati. Ciò comporta una più elevata stabilità del cuscinetto in tale configurazione rispetto alla configurazione LOP. Tale comportamento noto in letteratura risiede nel fatto che in tale configurazione i pattini sono più in grado di assecondare i movimenti vibratorii dell'albero.

4 Sistemi di monitoraggio e analisi per cuscinetti fluidodinamici

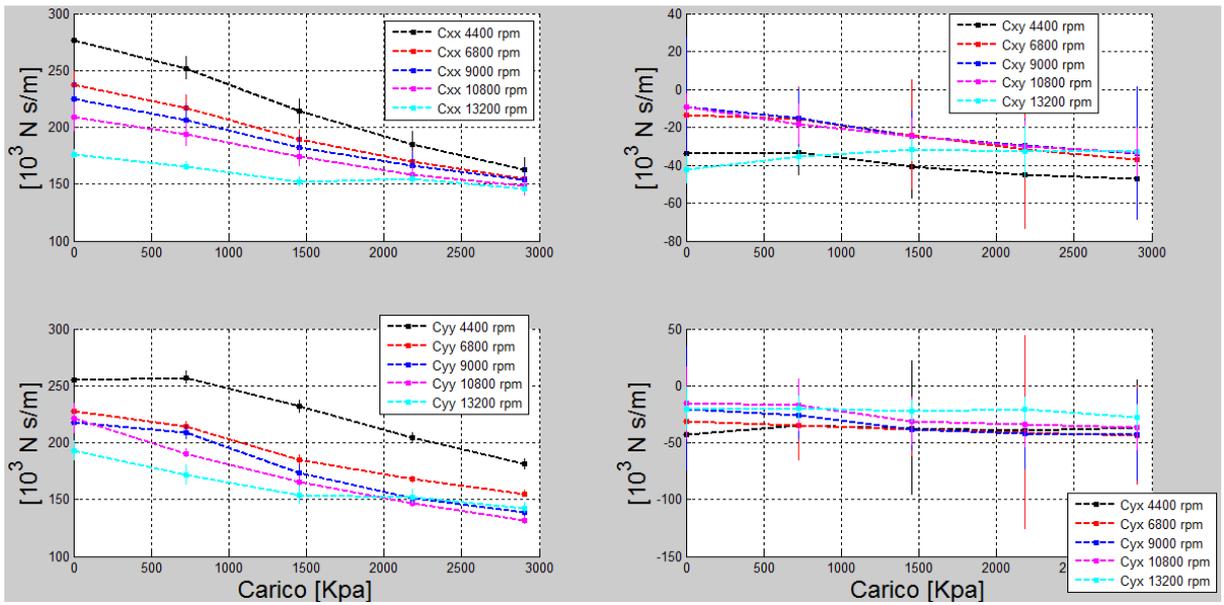


Figura 154 - coefficienti di smorzamento

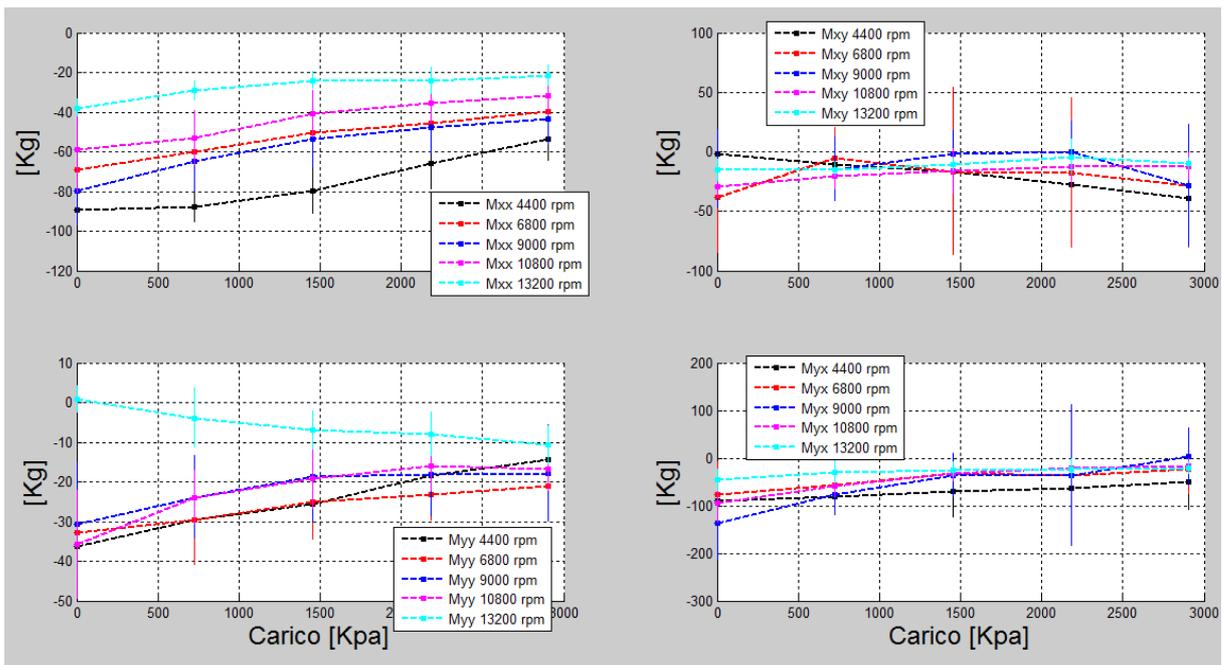


Figura 155 - coefficienti di massa aggiunta

4.6. Conclusioni

Un banco prova per la caratterizzazione del comportamento statico e dinamico di cuscinetti a pattini oscillanti, disponibile presso il Turbomachinery Laboratory della Texas A&M University è stato utilizzato per l'esecuzione di test su cuscinetti fluidodinamici tipo TPJB. La caratterizzazione dei coefficienti rotordinamici è stata ottenuta mediante utilizzo del modello teorico di riferimento derivato dal modello di Lund (1964) e successivamente migliorato e modificato da Childs (1994). Le prove hanno messo in evidenza come, quand'anche il modello sia quello attualmente utilizzato, presenti delle deficienze in termini di rappresentatività della dinamica dei cuscinetti. Si osserva infatti che in molte delle condizioni provate i campioni in prova hanno un comportamento non descrivibile secondo le assunzioni dei modelli. Ciò porta all'accettazione di errori molto elevati (talvolta superiori al 100%) sulla stima dei coefficienti.

4.7. APPENDICE

4.7.1. Risultati completi delle prove su cuscinetto 1

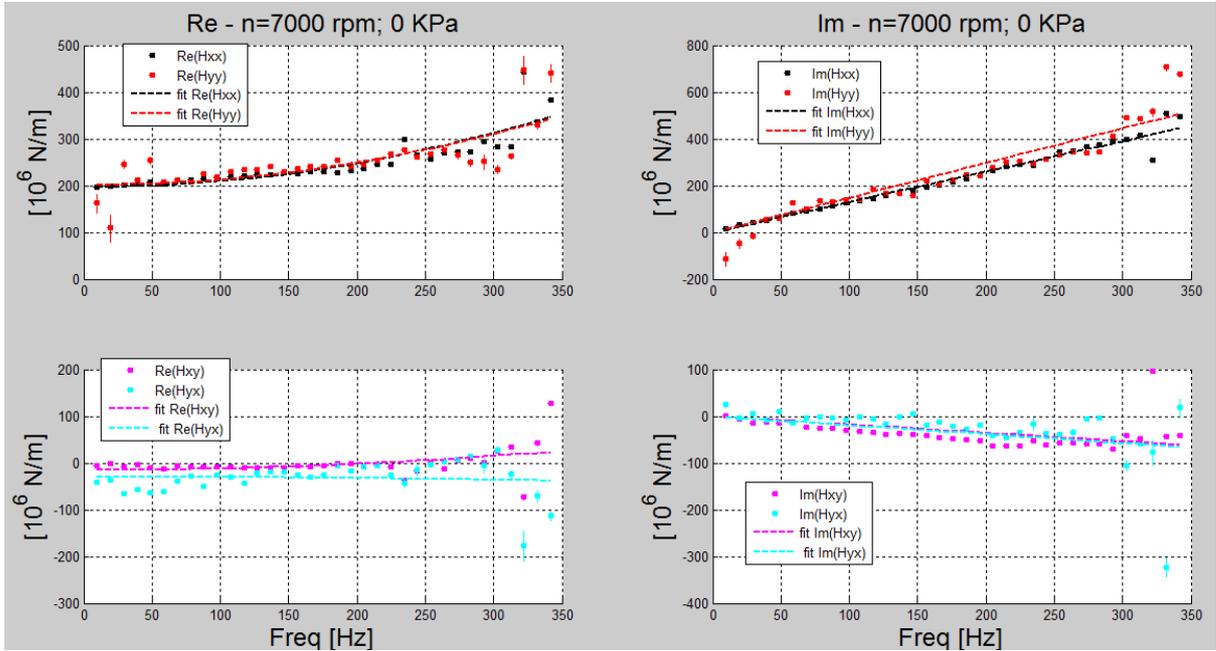


Figura 156 - impedenze complesse, prova 7000 rpm, 0 KPa

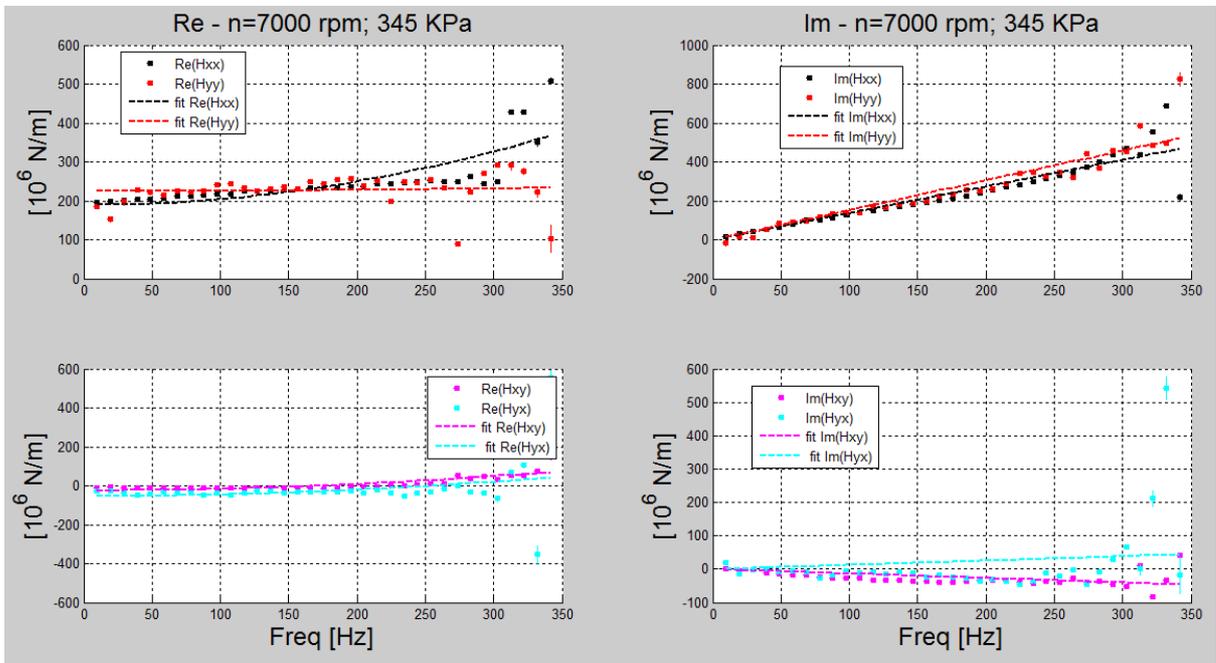


Figura 157 - impedenze complesse, prova 7000 rpm, 345 KPa

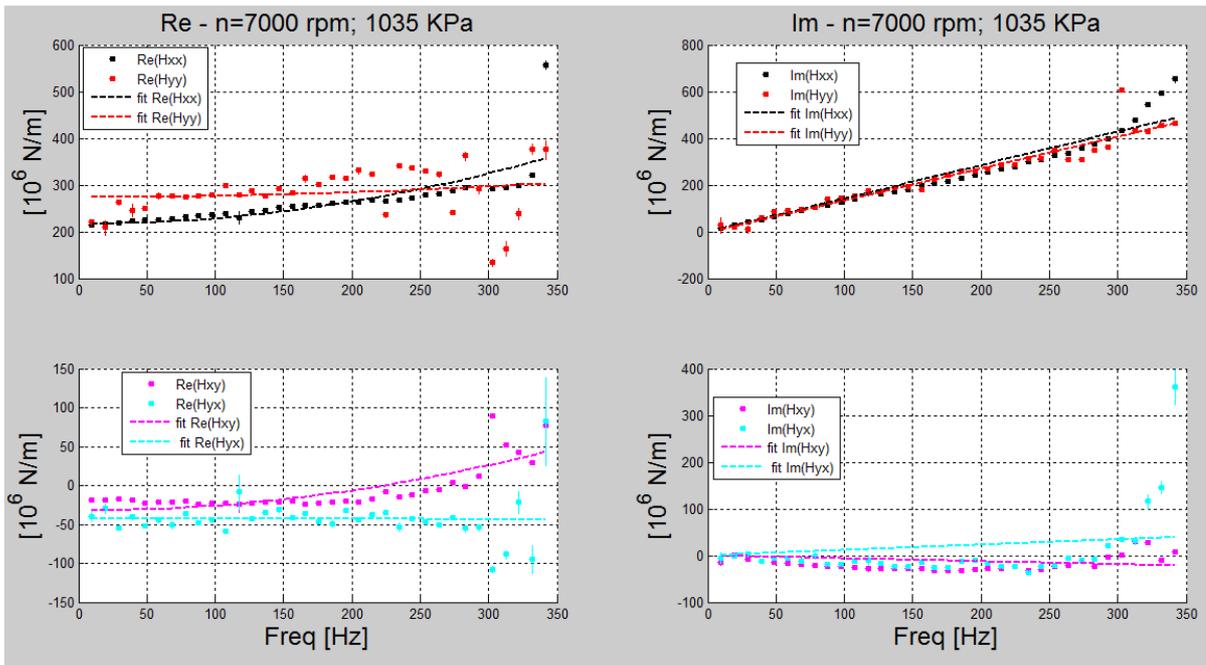


Figura 158 - impedenze complesse, prova 7000 rpm, 1035 KPa

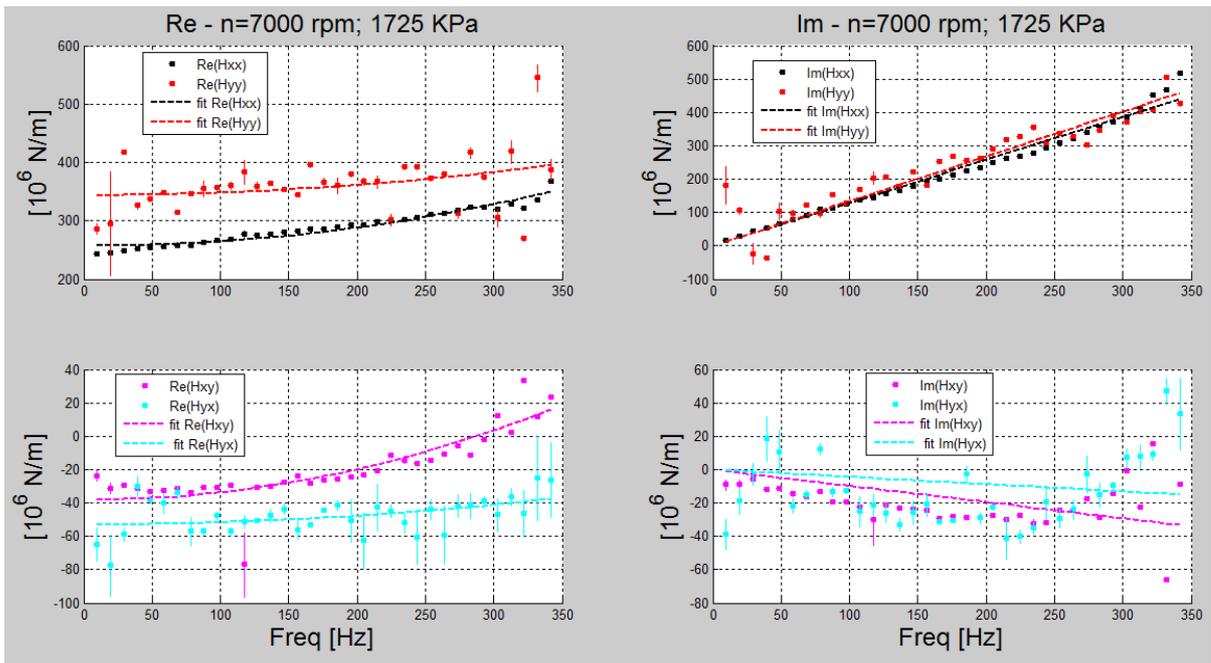


Figura 159 - impedenze complesse, prova 7000 rpm, 1725 KPa

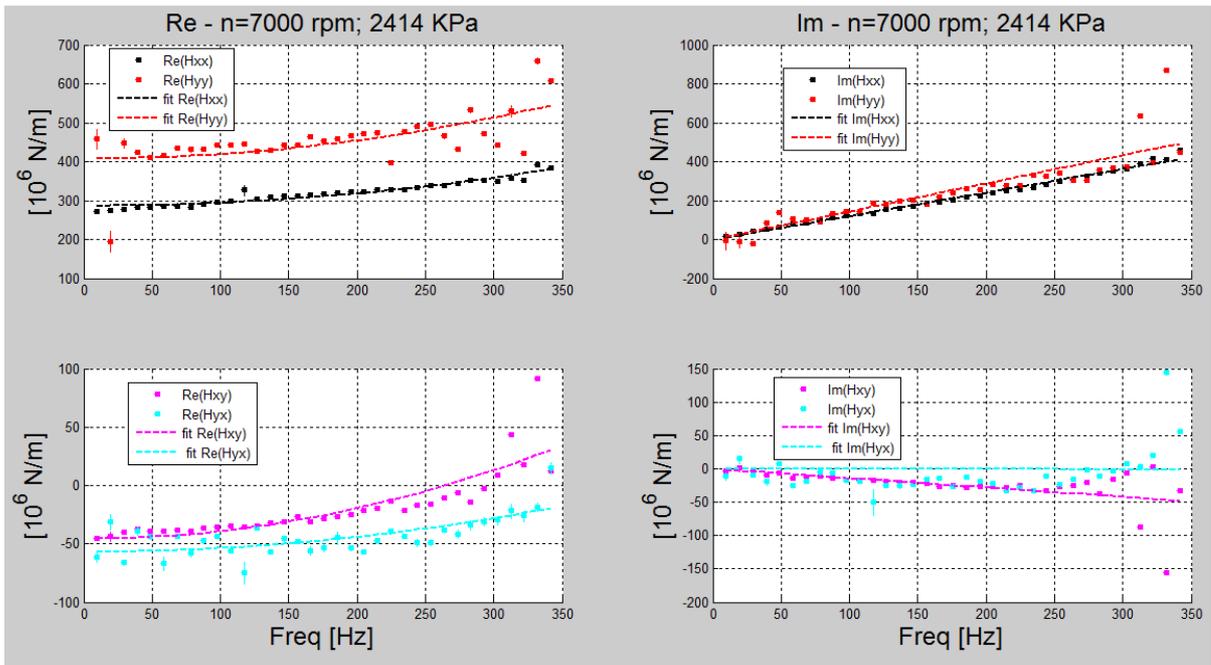


Figura 160 - impedenze complesse, prova 7000 rpm, 2414 KPa

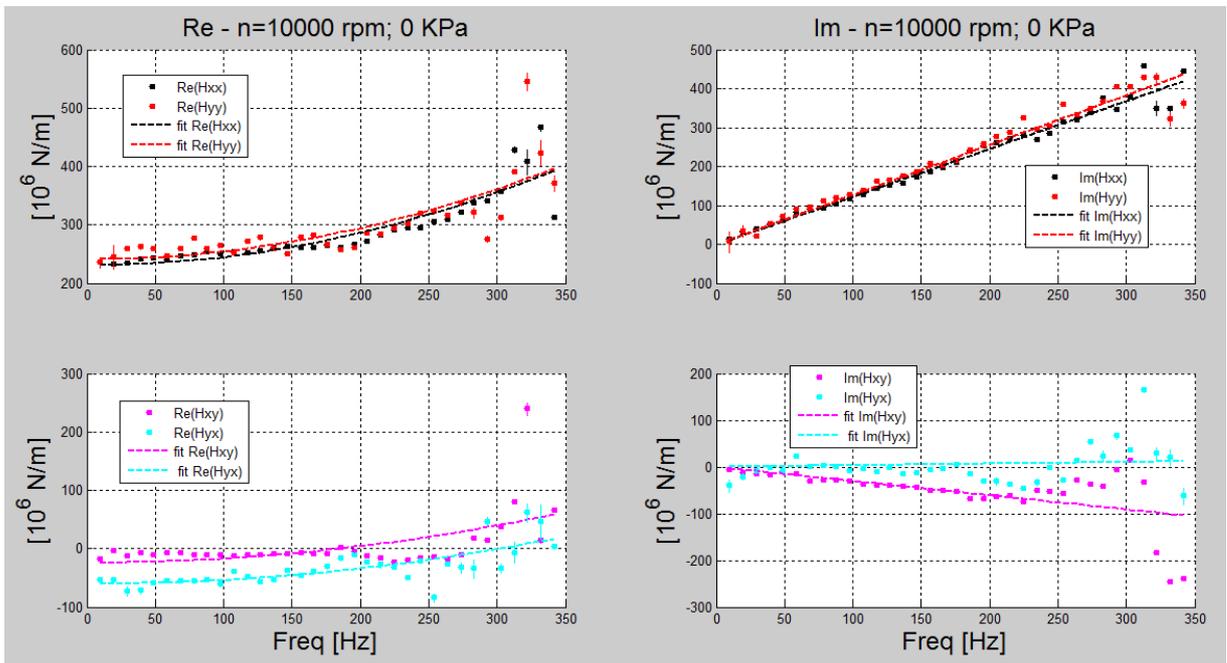


Figura 161 - impedenze complesse, prova 10000 rpm, 0 KPa

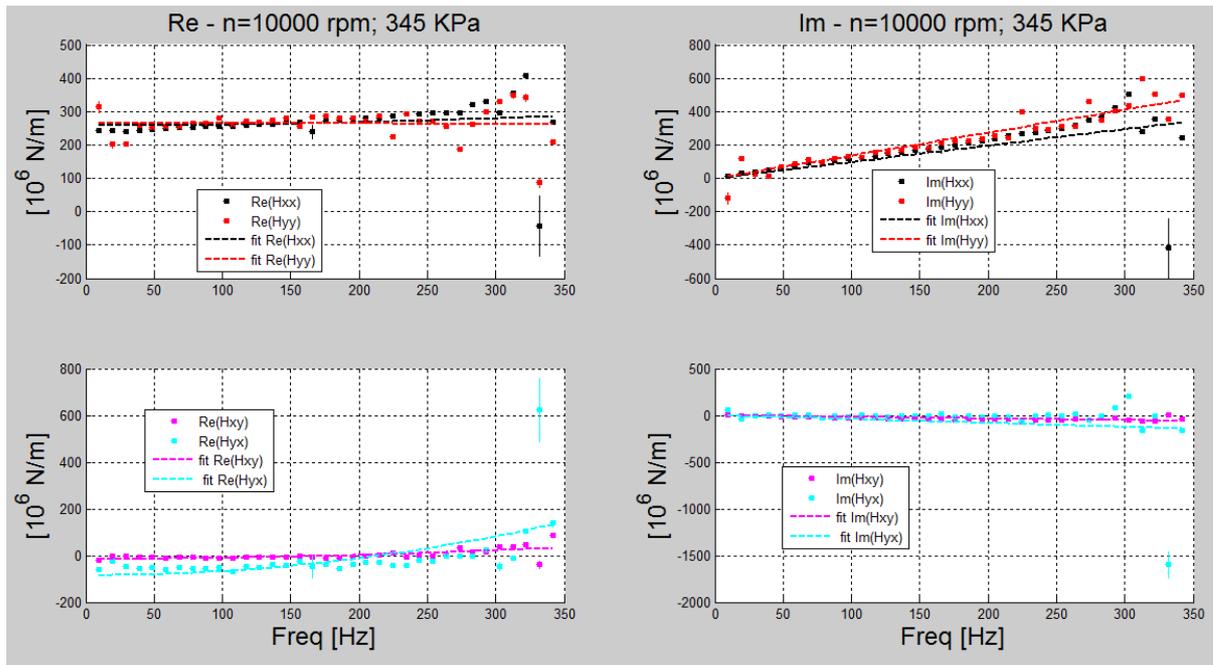


Figura 162 - impedenze complesse, prova 10000 rpm, 345 KPa

4.7.2. Risultati completi delle prove su cuscinetto 2 in configurazione LOP

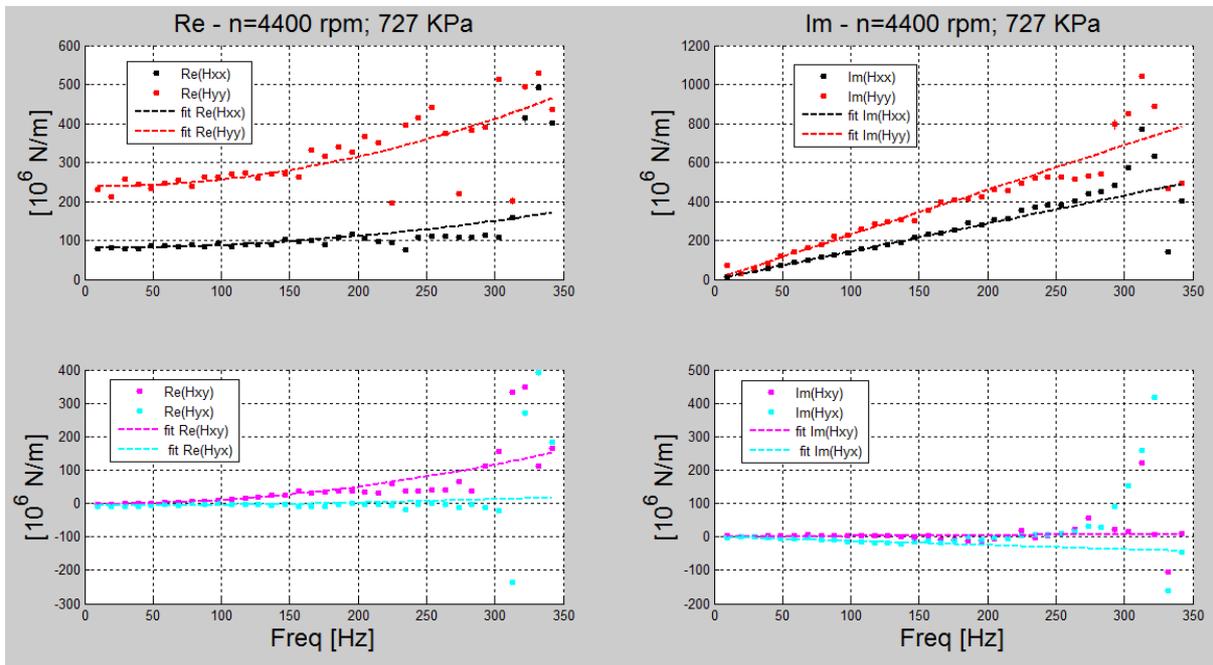


Figura 163 - impedenze complesse, prova 4400 rpm, 727 KPa

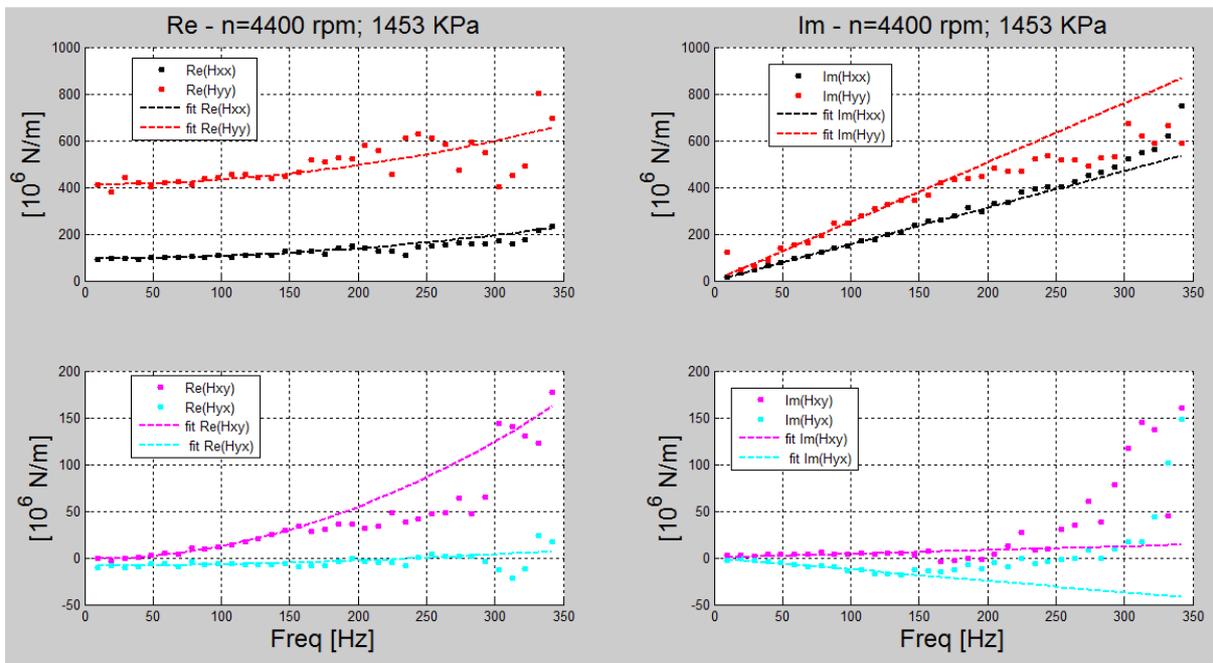


Figura 164 - impedenze complesse, prova 4400 rpm, 1453KPa

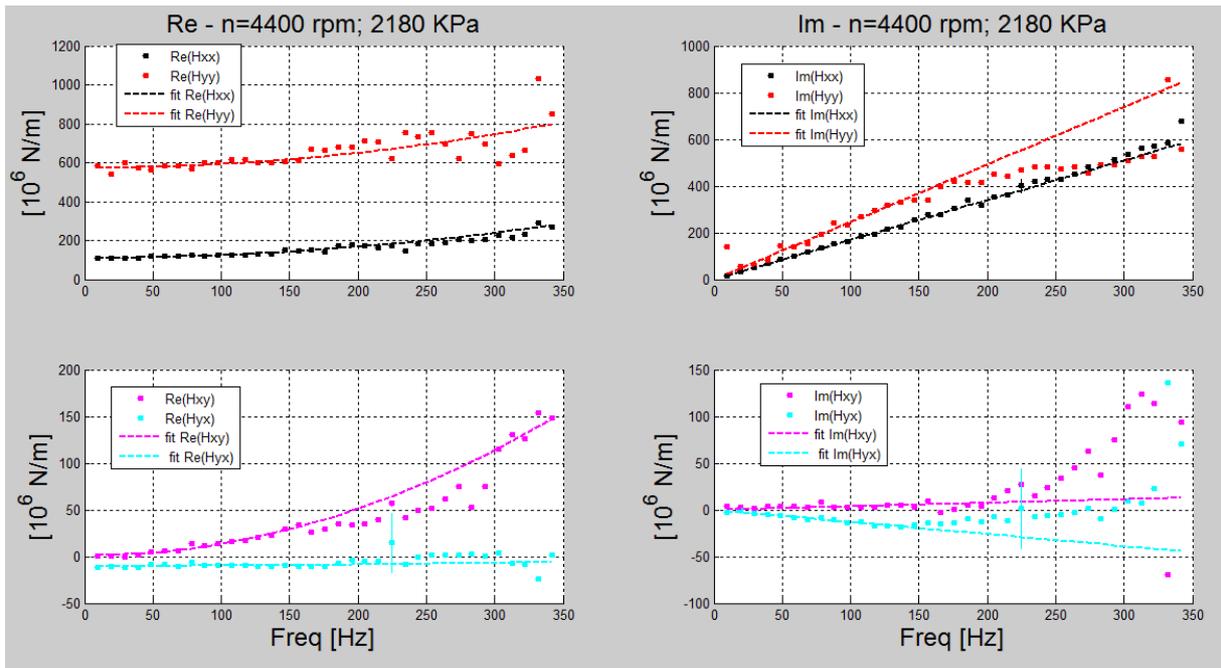


Figura 165 - impedenze complesse, prova 4400 rpm, 2180 KPa

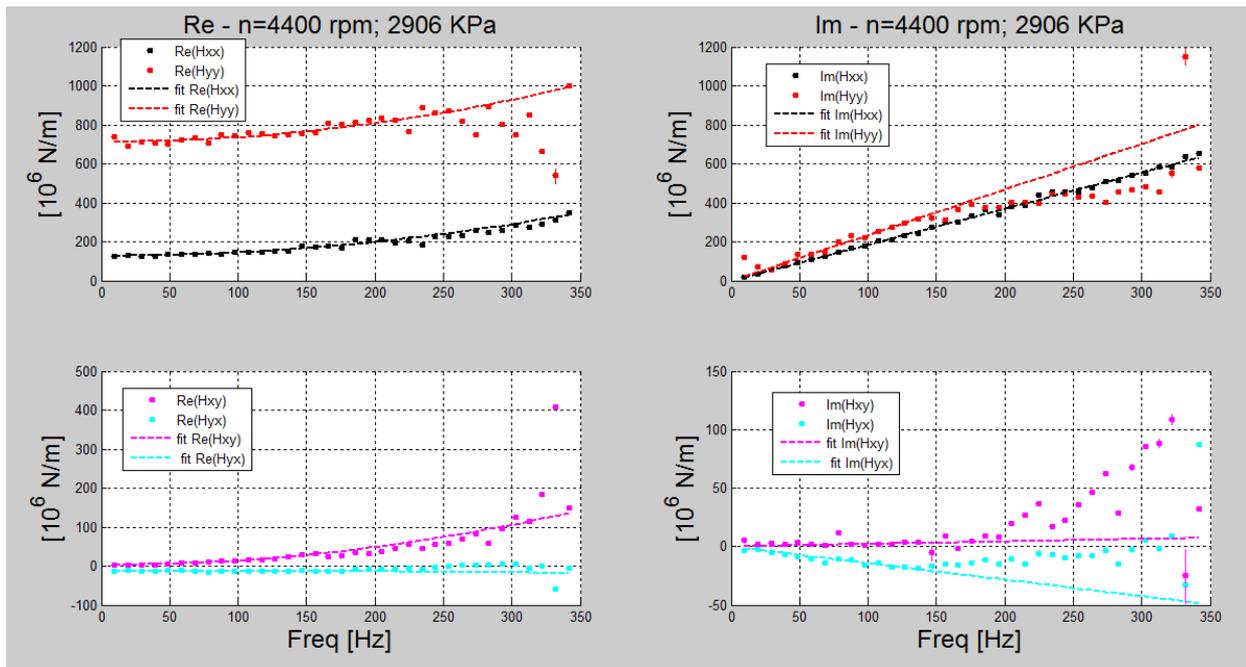


Figura 166 - impedenze complesse, prova 4400 rpm, 2906 KPa

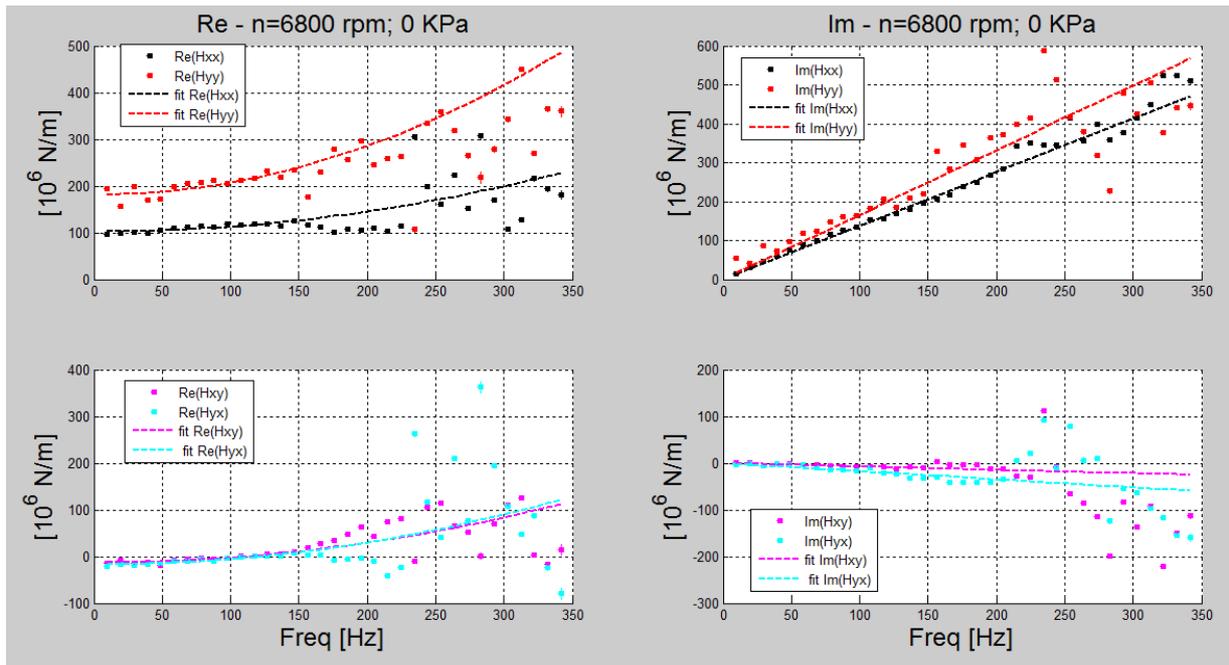


Figura 167 - impedenze complesse, prova 6800 rpm, 0 KPa

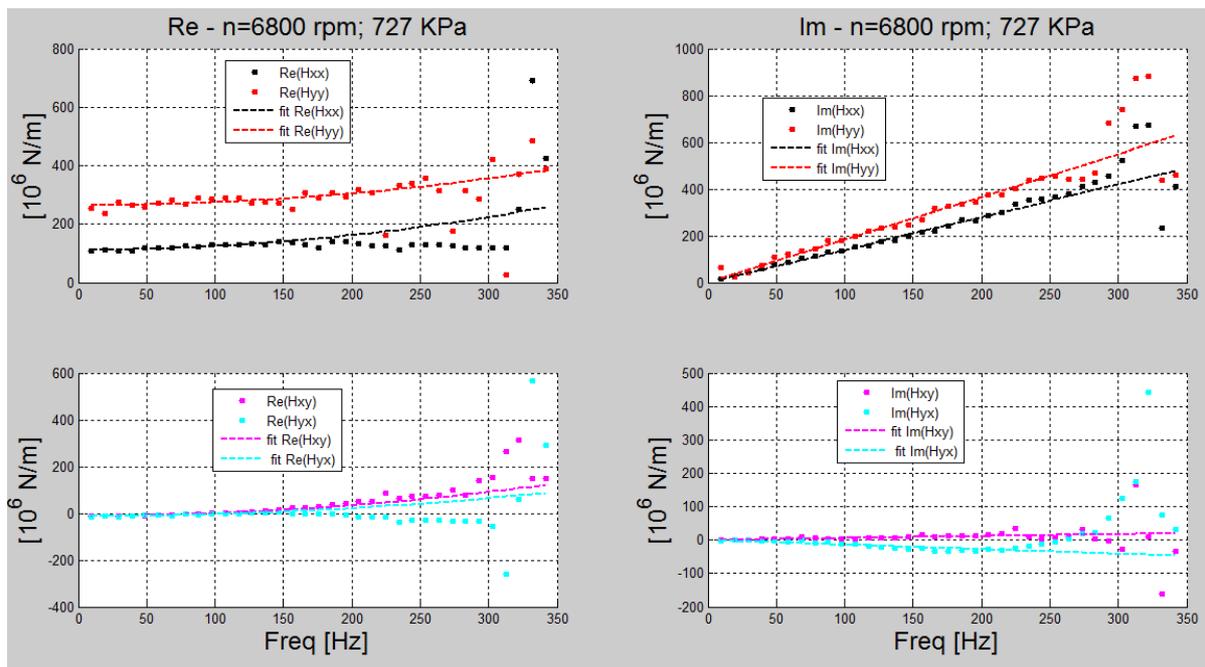


Figura 168 - impedenze complesse, prova 6800 rpm, 727 KPa

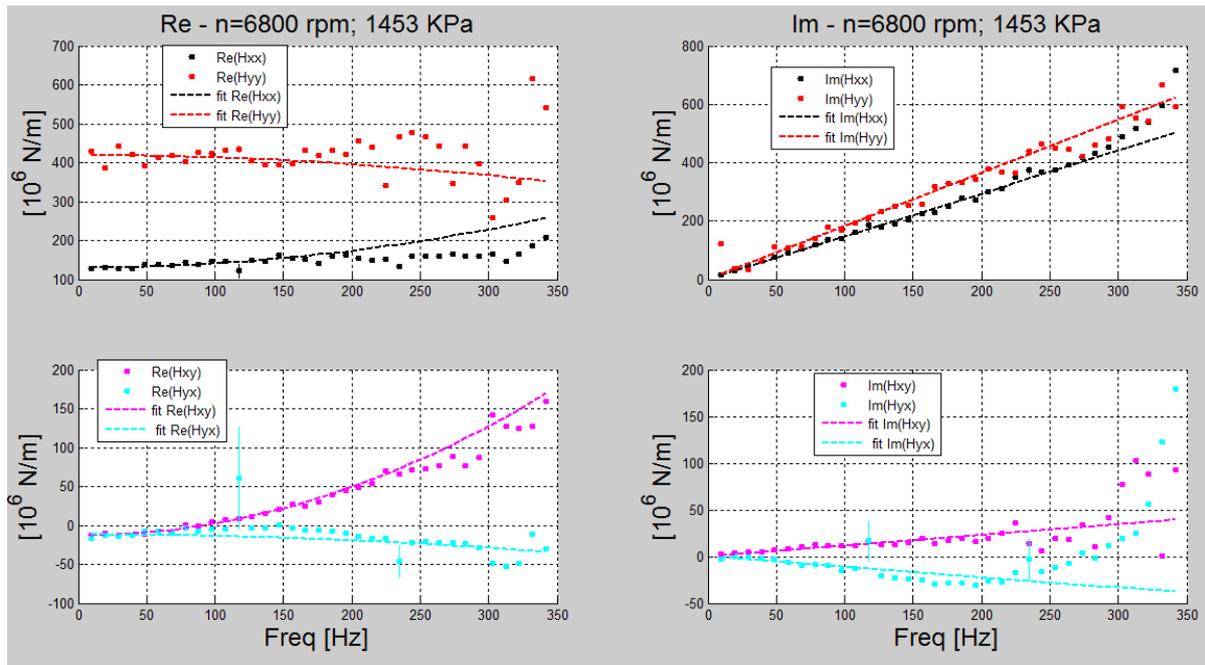


Figura 169 - impedenze complesse, prova 6800 rpm, 1453 KPa

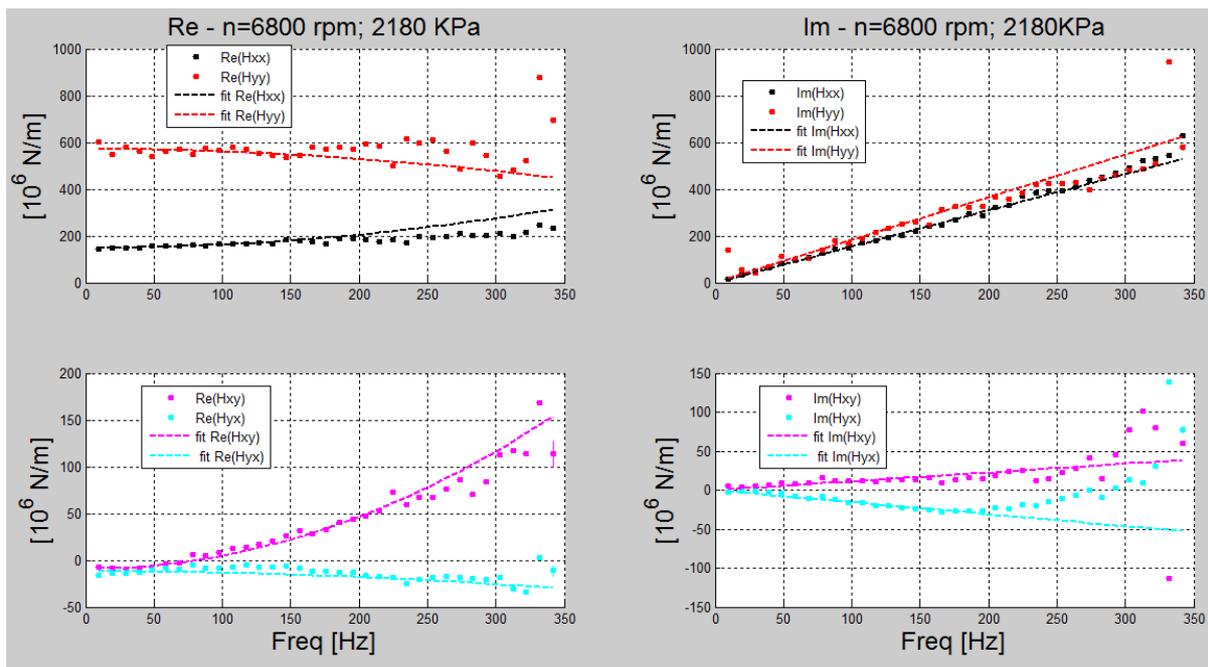


Figura 170 - impedenze complesse, prova 6800 rpm, 2180 KPa

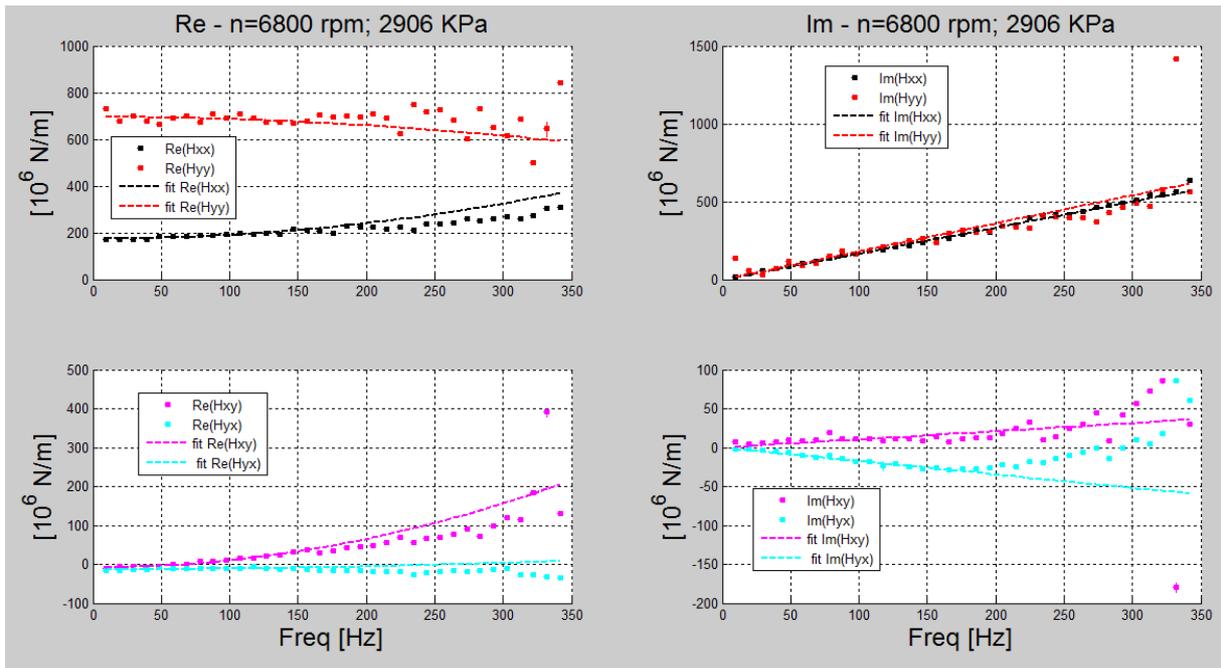


Figura 171 - impedenze complesse, prova 6800 rpm, 2906 KPa

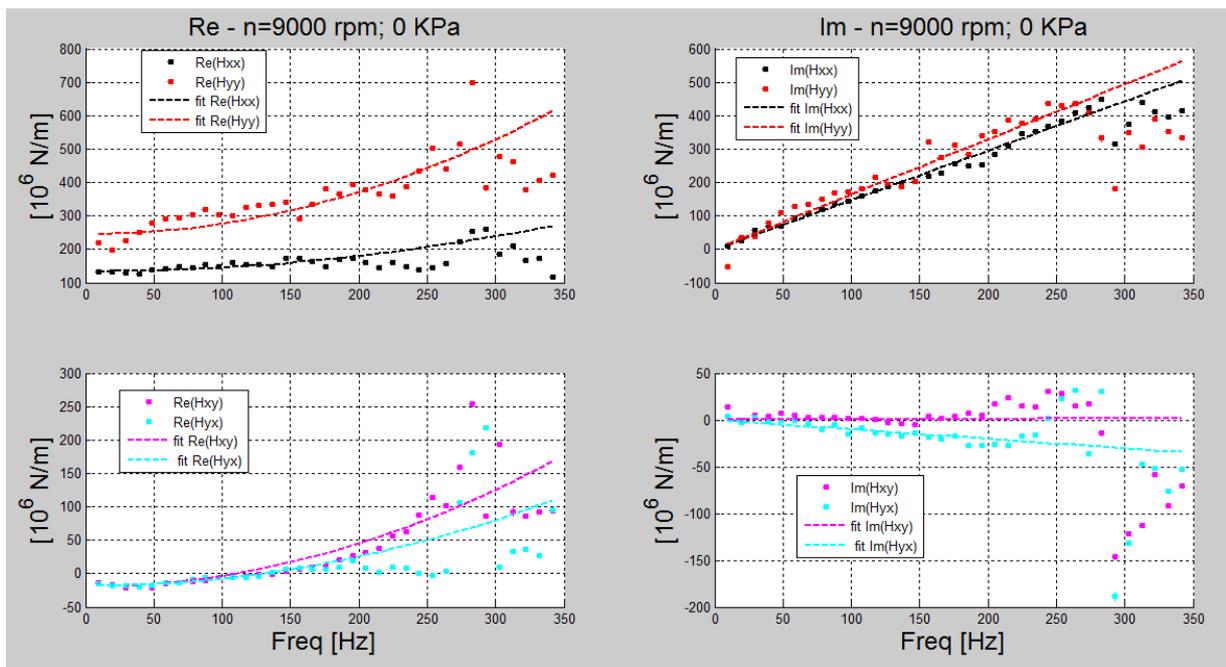


Figura 172 - impedenze complesse, prova 9000 rpm, 0 KPa

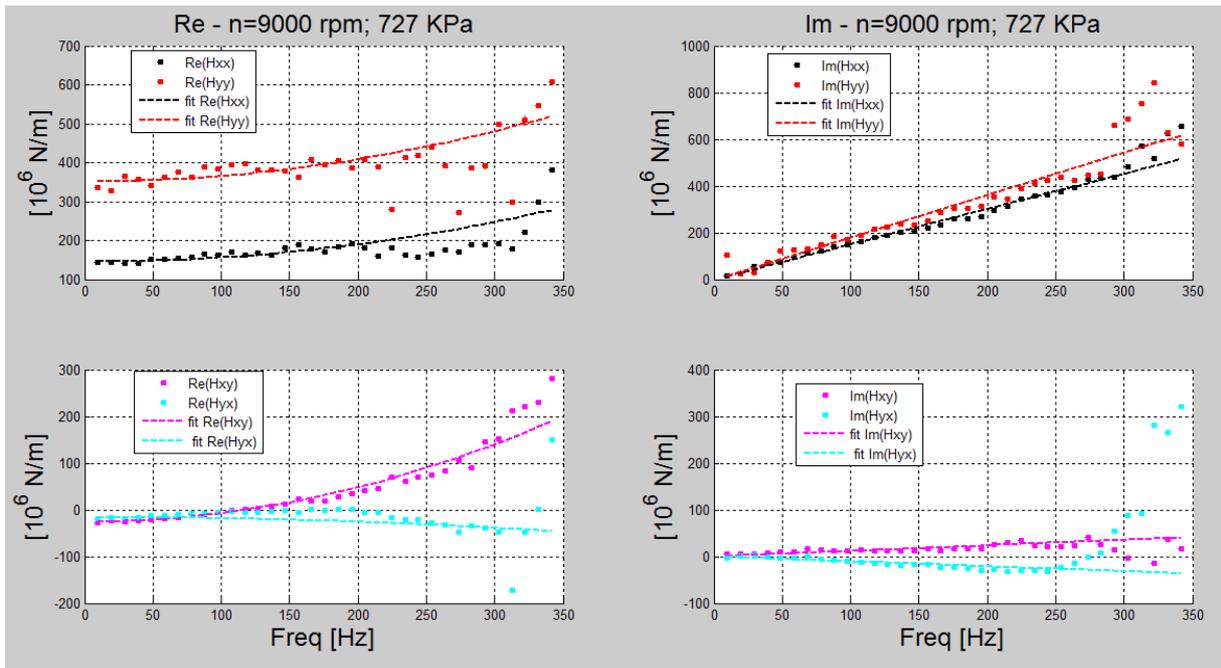


Figura 173 - impedenze complesse, prova 9000 rpm, 727 KPa

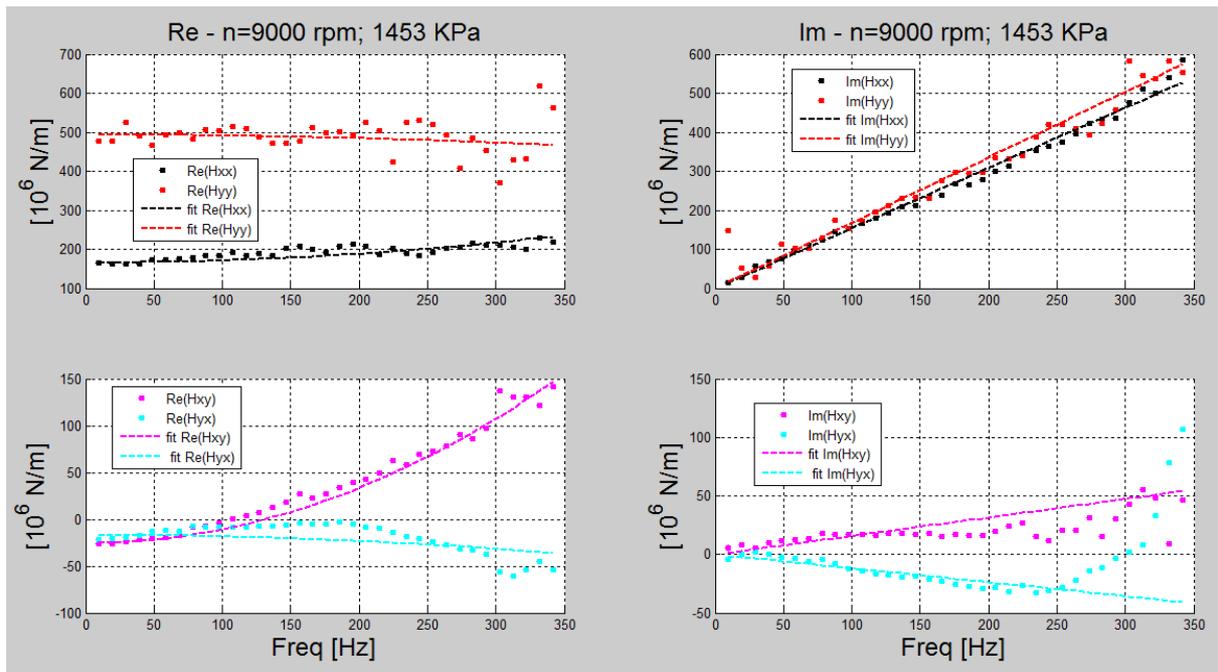


Figura 174 - impedenze complesse, prova 9000 rpm, 1453 KPa

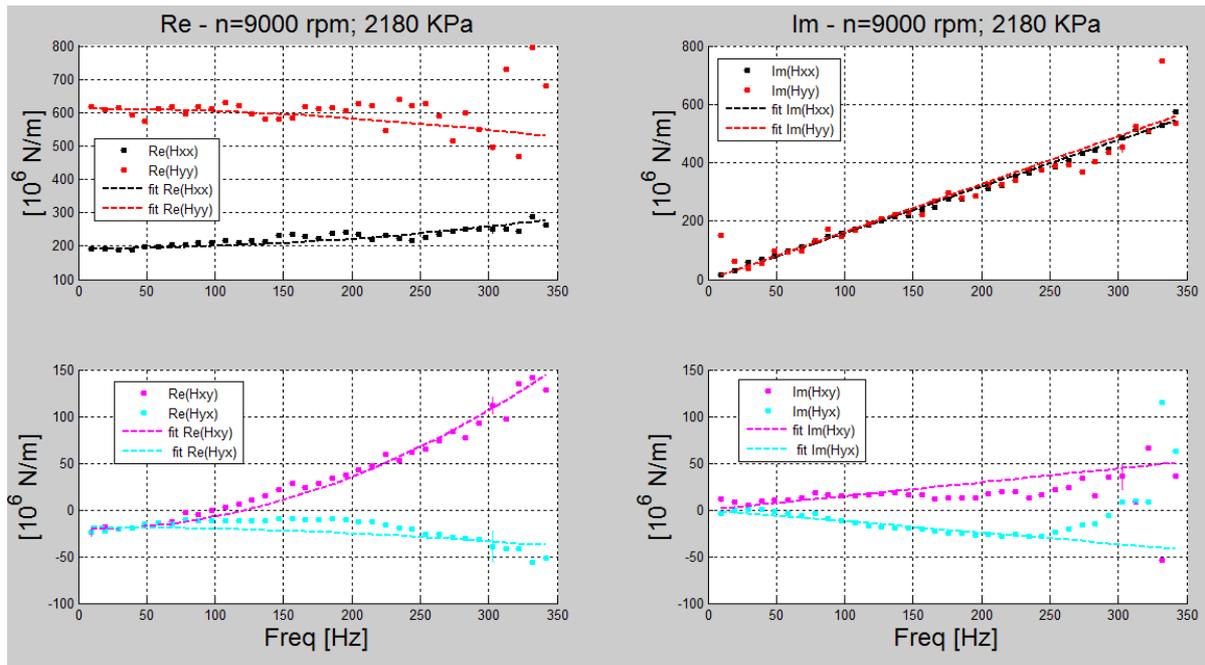


Figura 175 - impedenze complesse, prova 9000 rpm, 2180 KPa

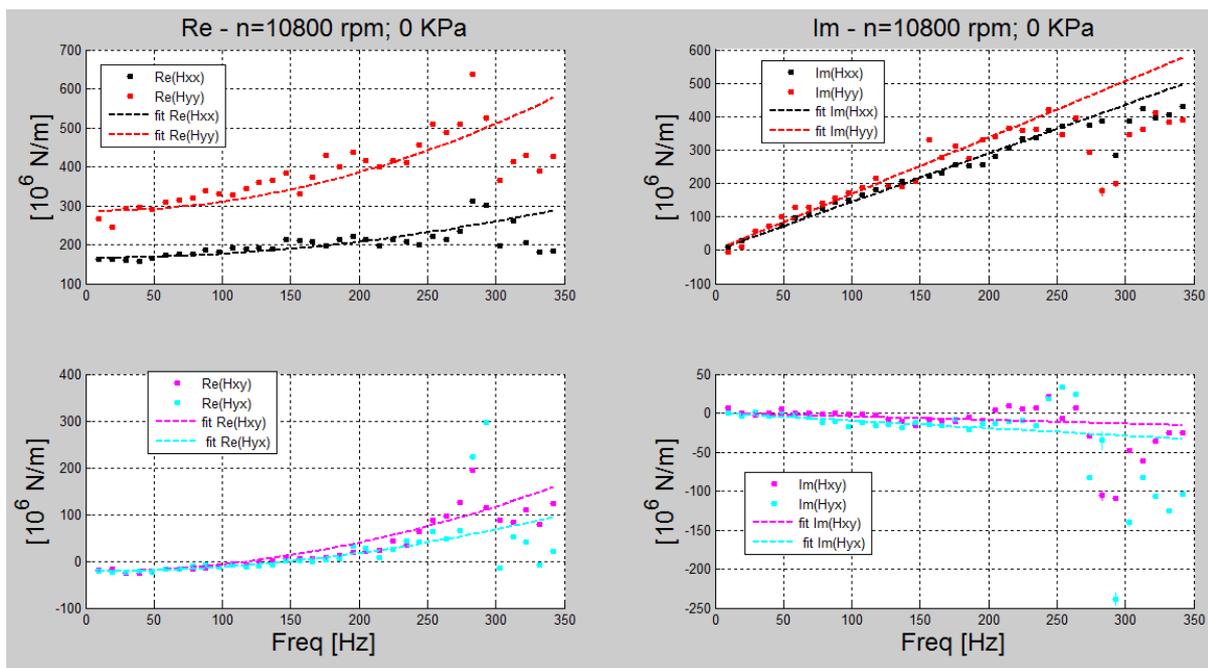


Figura 176- impedenze complesse, prova 10800 rpm, 0 KPa

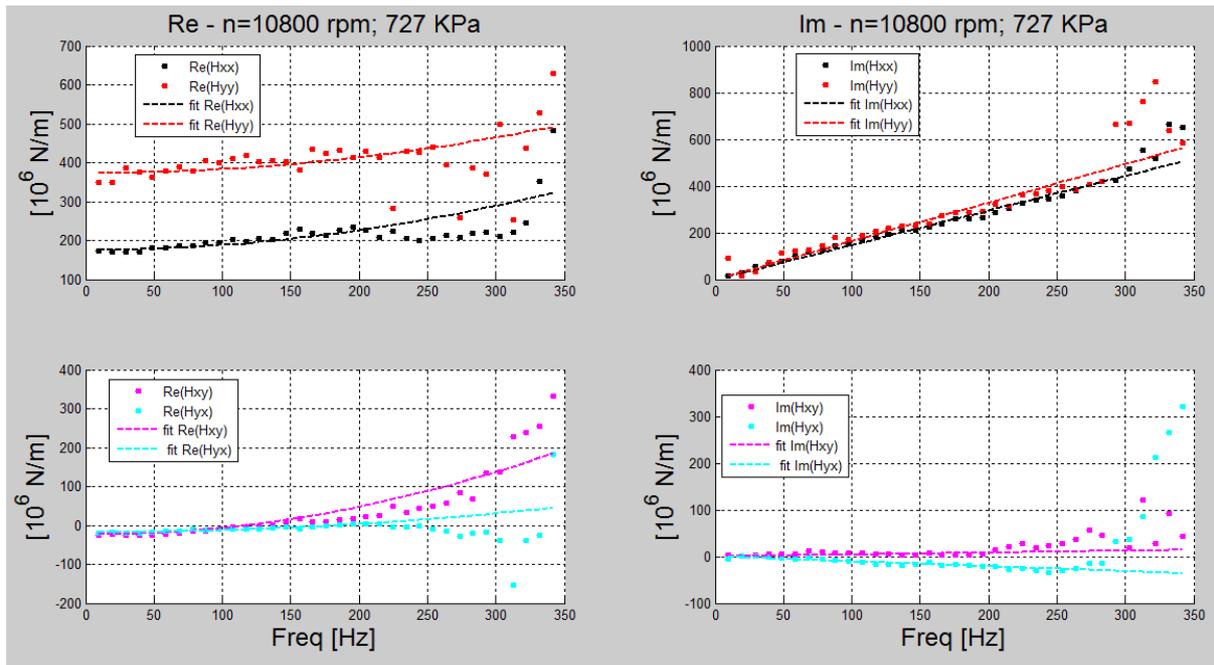


Figura 177 - impedenze complesse, prova 10800 rpm, 727 KPa

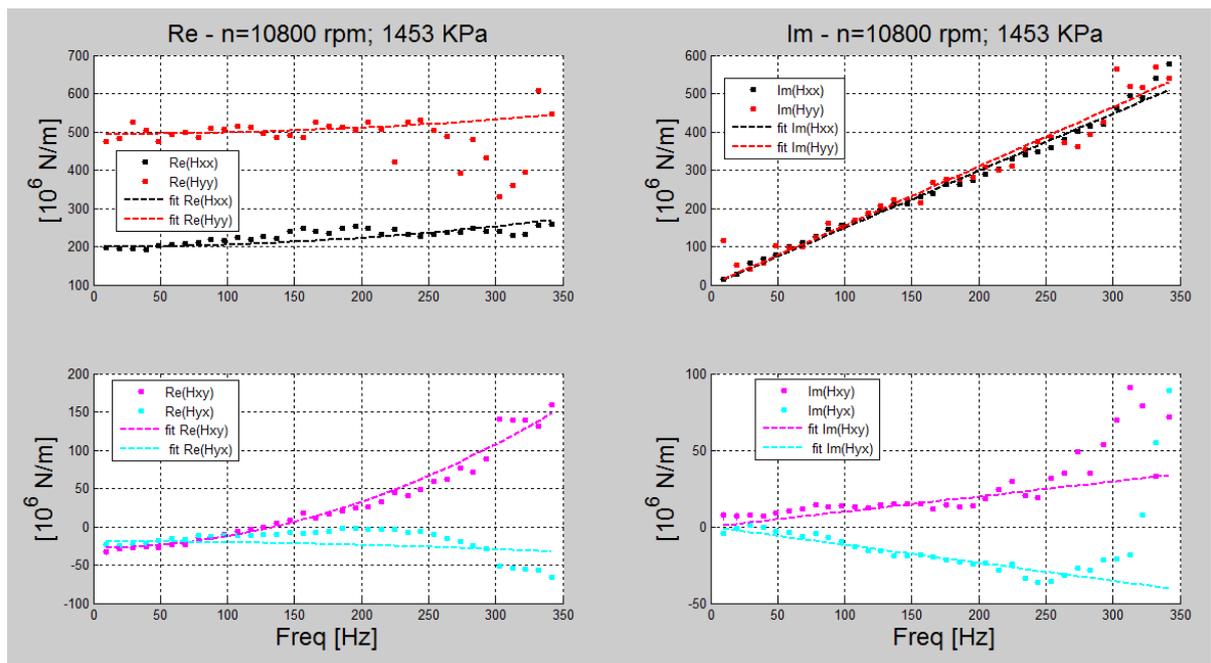


Figura 178 - impedenze complesse, prova 10800 rpm, 1453 KPa

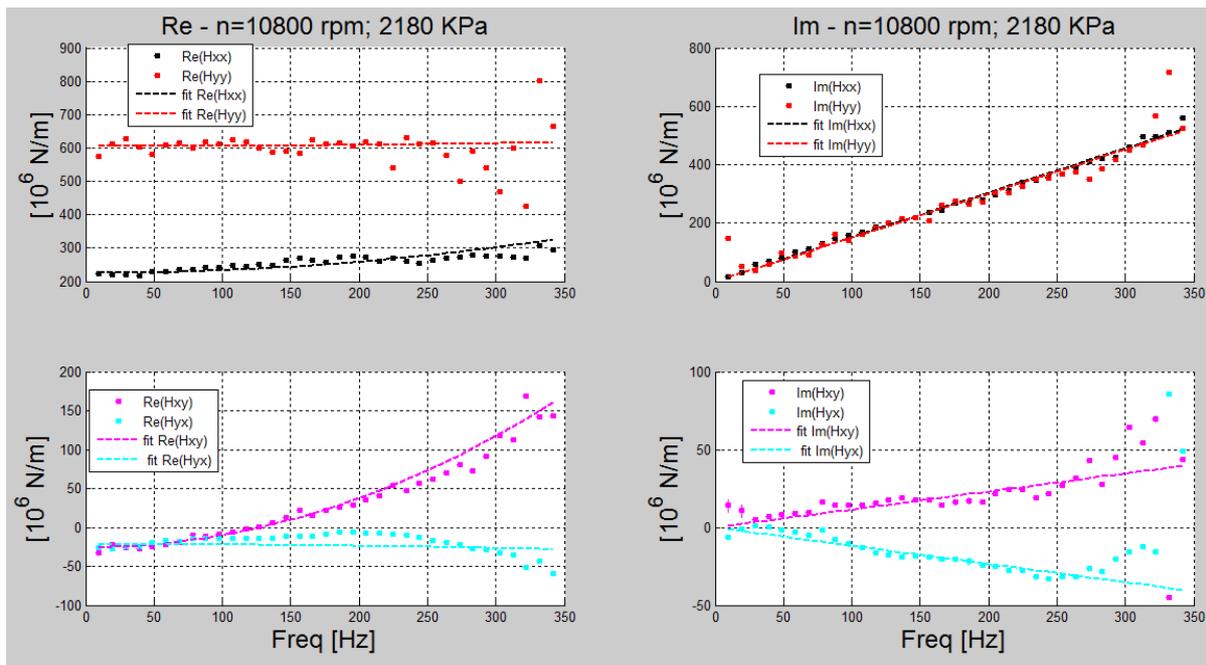


Figura 179 - impedenze complesse, prova 10800 rpm, 2180 KPa

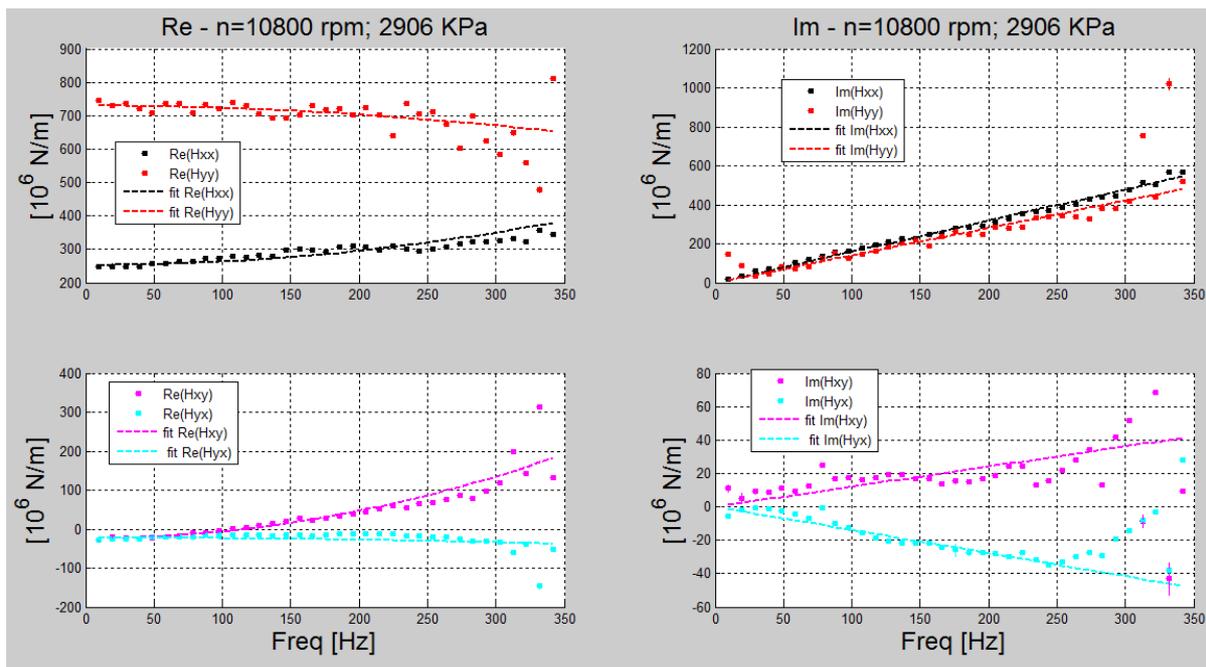


Figura 180 - impedenze complesse, prova 10800 rpm, 2906 KPa

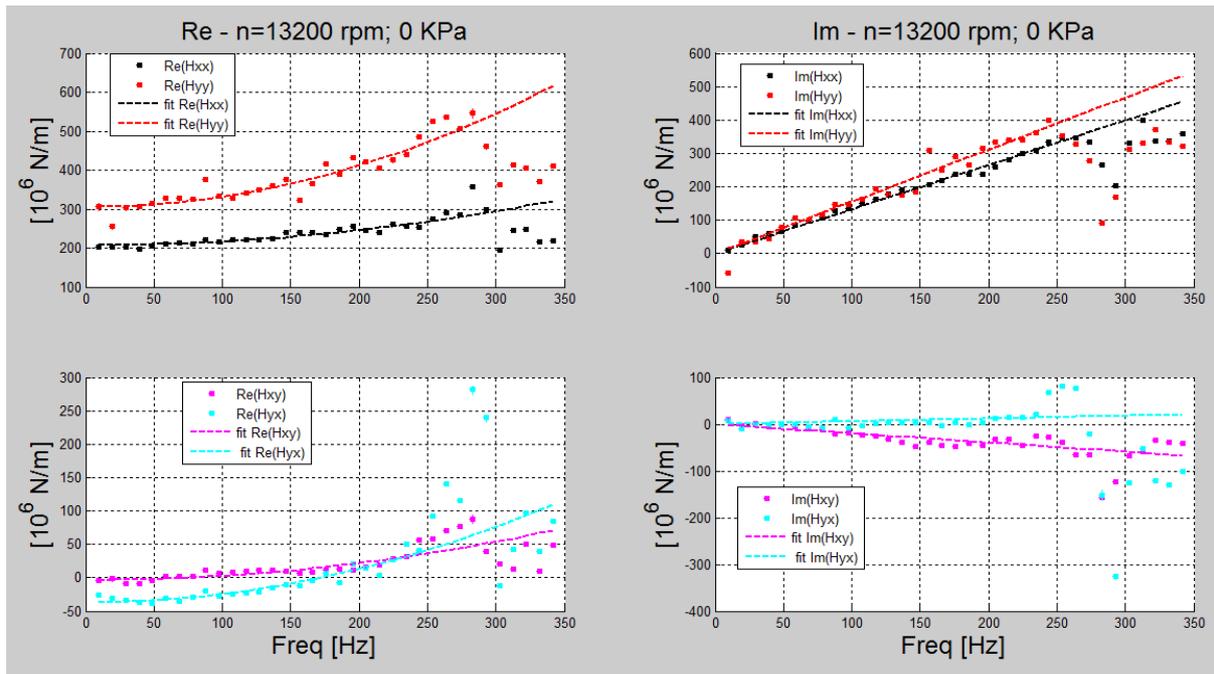


Figura 181 - impedenze complesse, prova 13200 rpm, 0 KPa

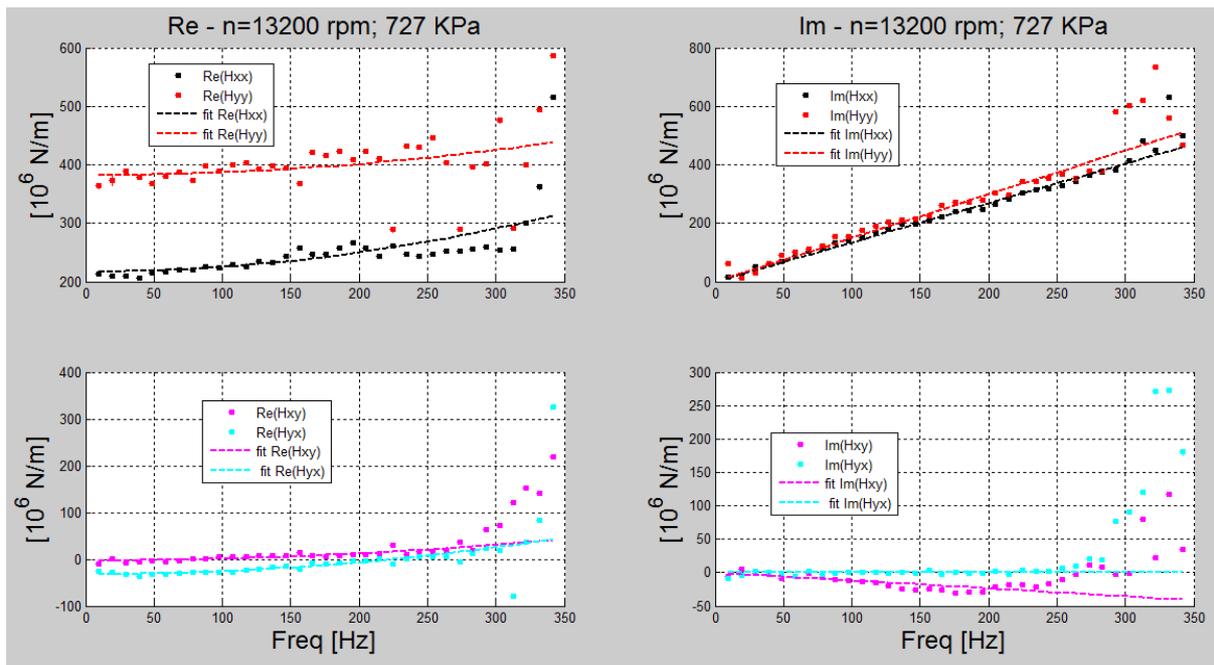


Figura 182 - impedenze complesse, prova 13200 rpm, 727 KPa

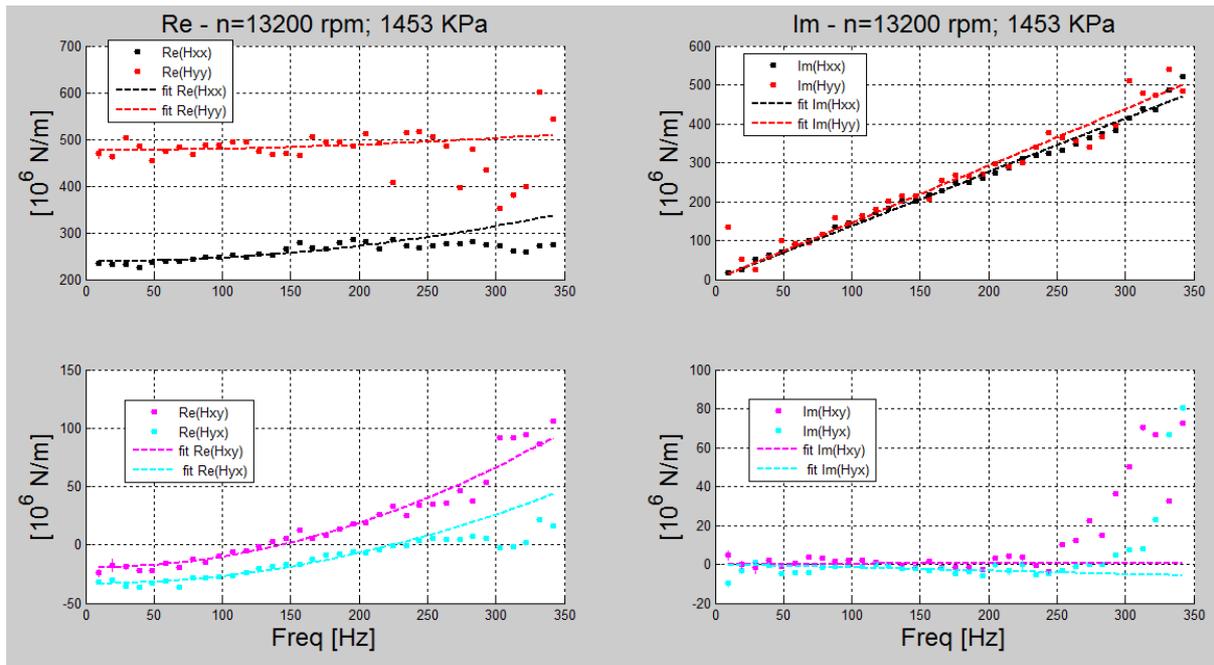


Figura 183 - impedenze complesse, prova 13200 rpm, 1453 KPa

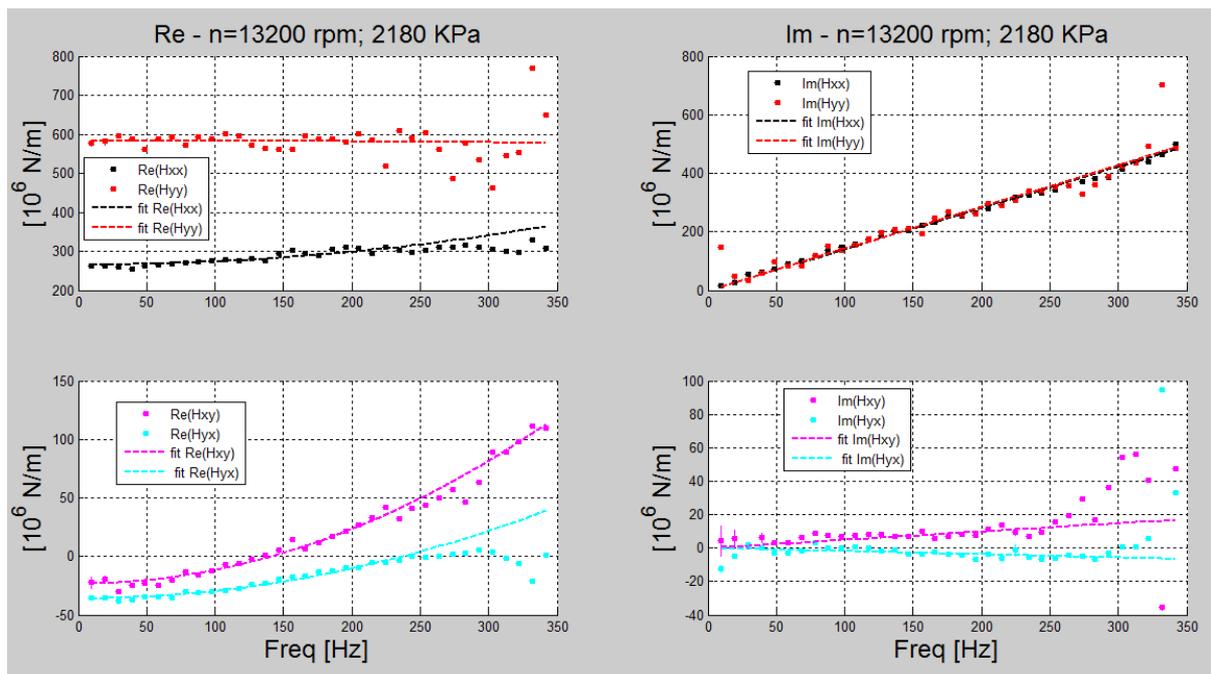


Figura 184 - impedenze complesse, prova 13200 rpm, 2180 KPa

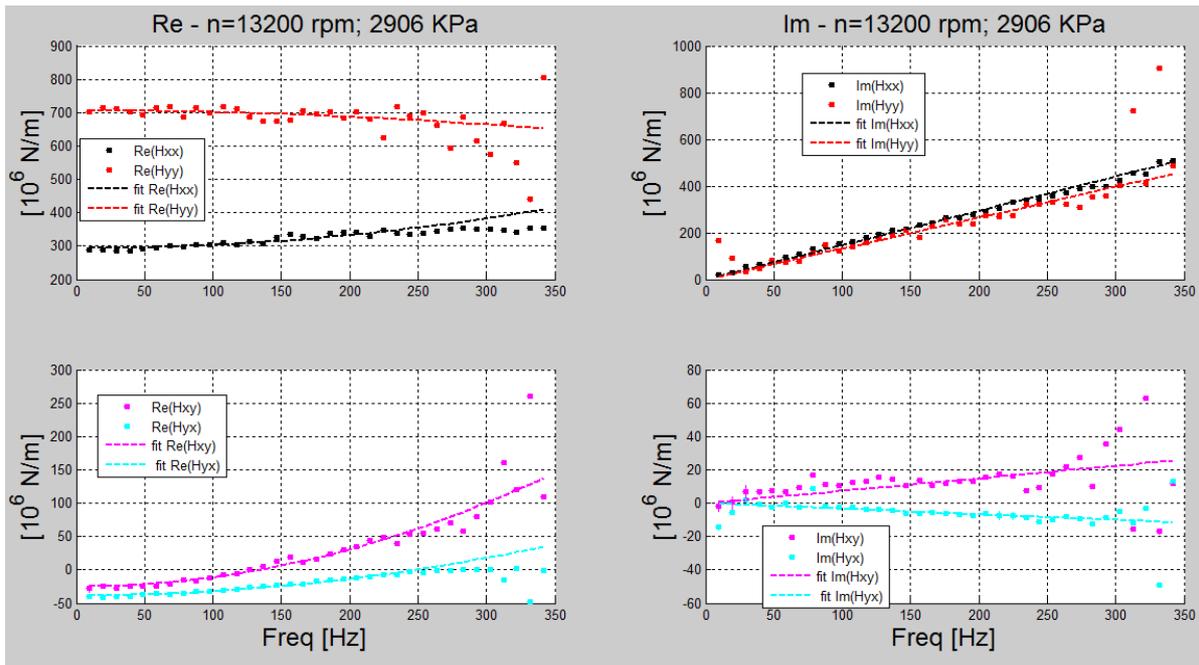


Figura 185 - impedenze complesse, prova 13200 rpm, 2906 KPa

4.7.3. Risultati completi delle prove su cuscinetto 2 in configurazione LBP

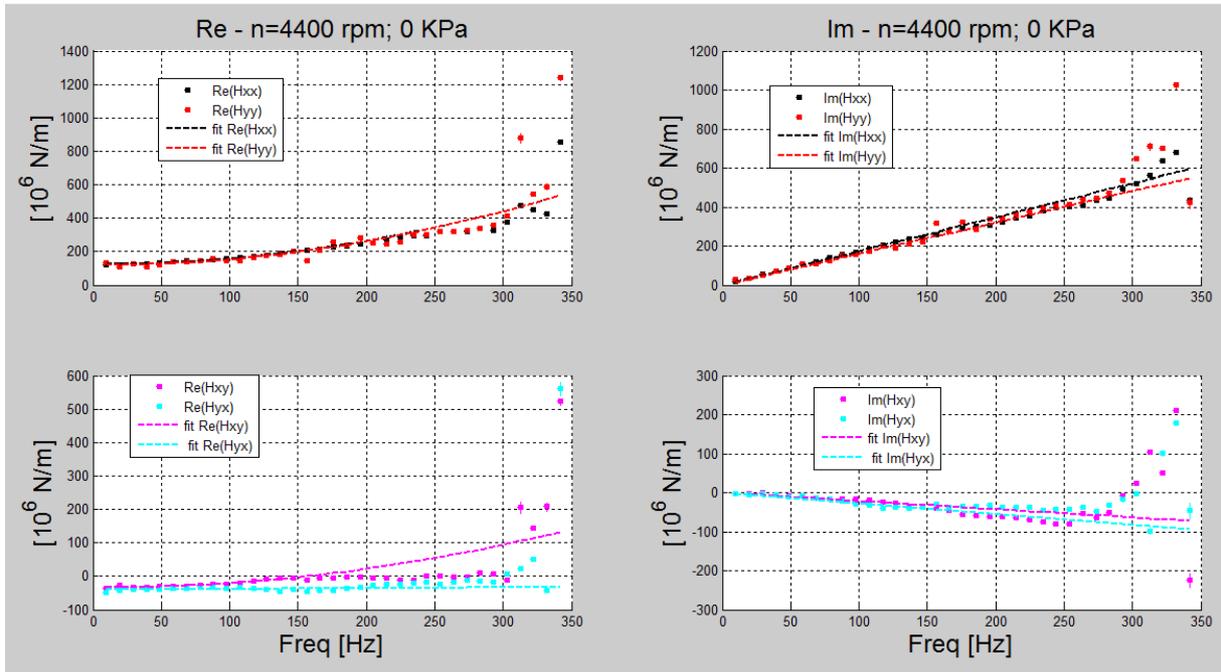


Figura 186 - impedenze complesse, prova 4400 rpm, 0 KPa

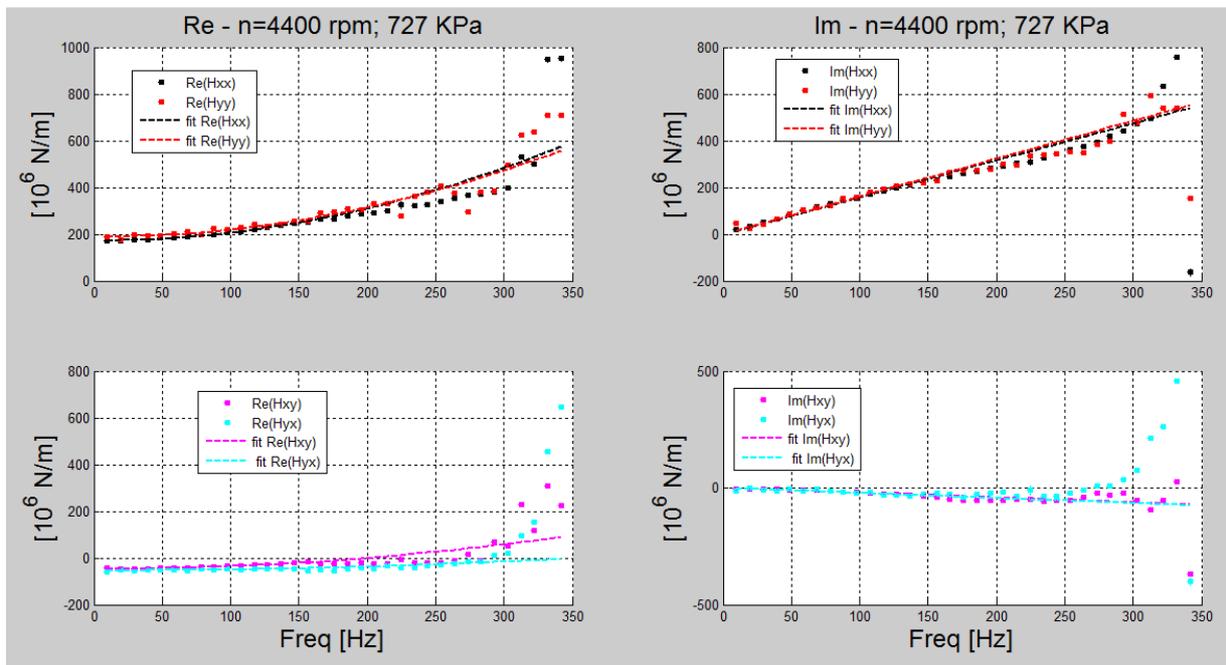


Figura 187 - impedenze complesse, prova 4400 rpm, 727 KPa

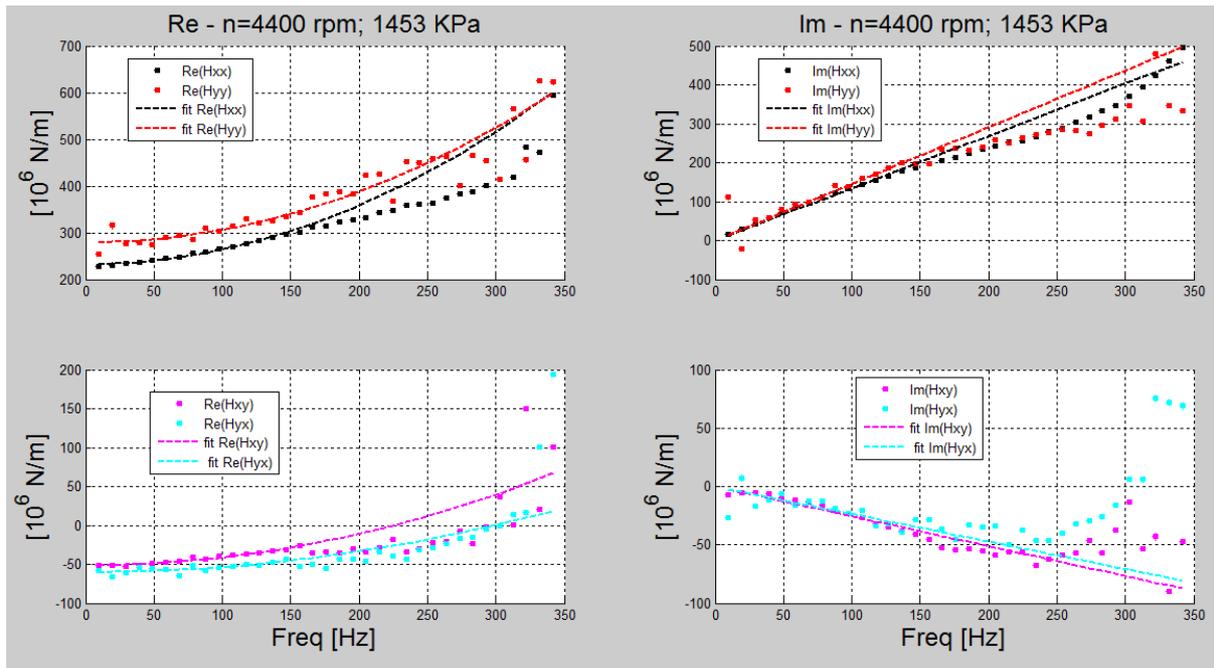


Figura 188 - impedenze complesse, prova 4400 rpm, 1453 KPa

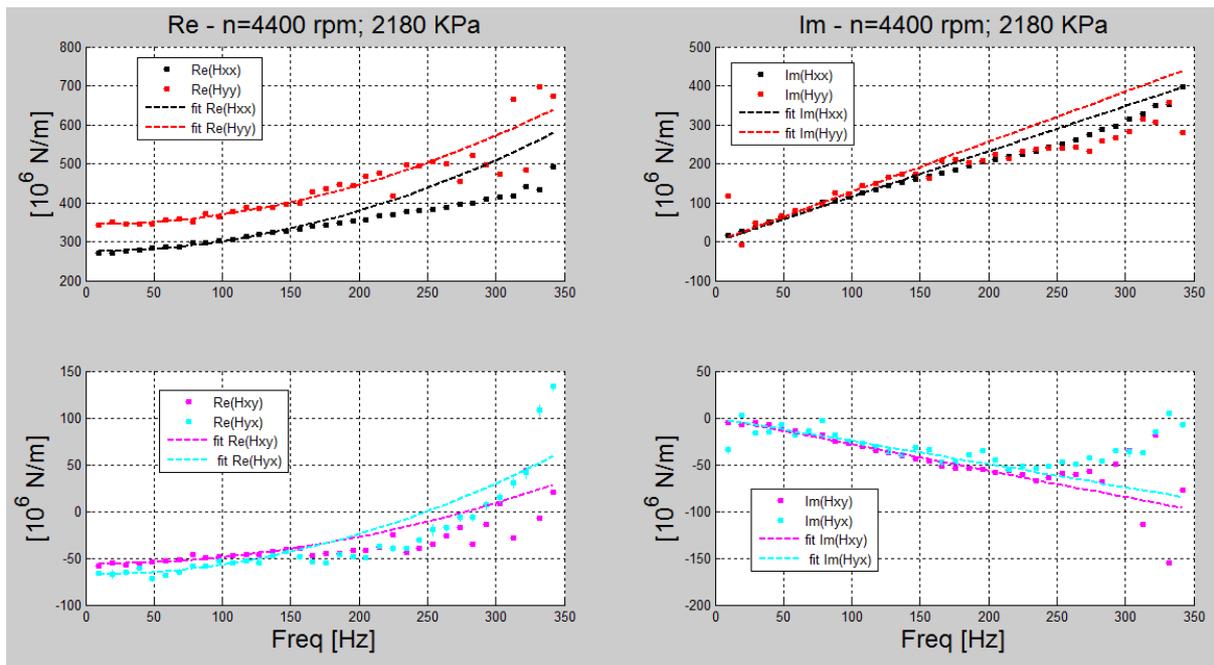


Figura 189 - impedenze complesse, prova 4400 rpm, 2180 KPa

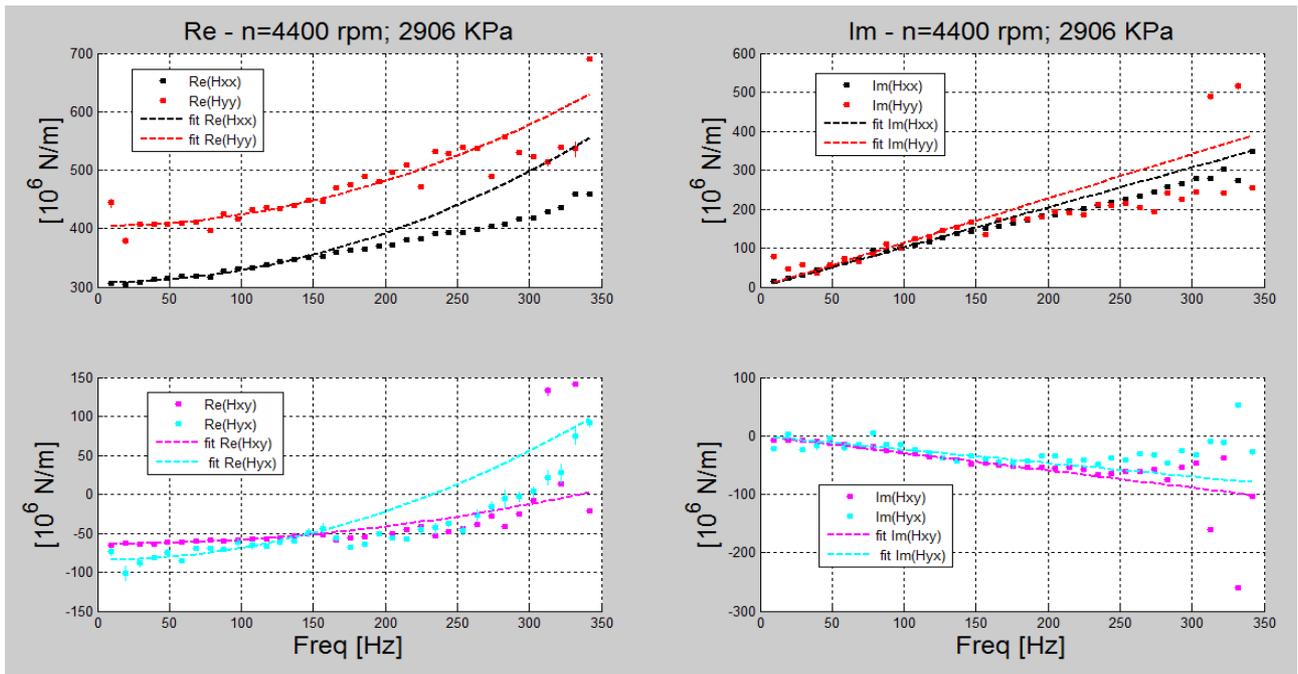


Figura 190 - impedenze complesse, prova 4400 rpm, 2906 KPa

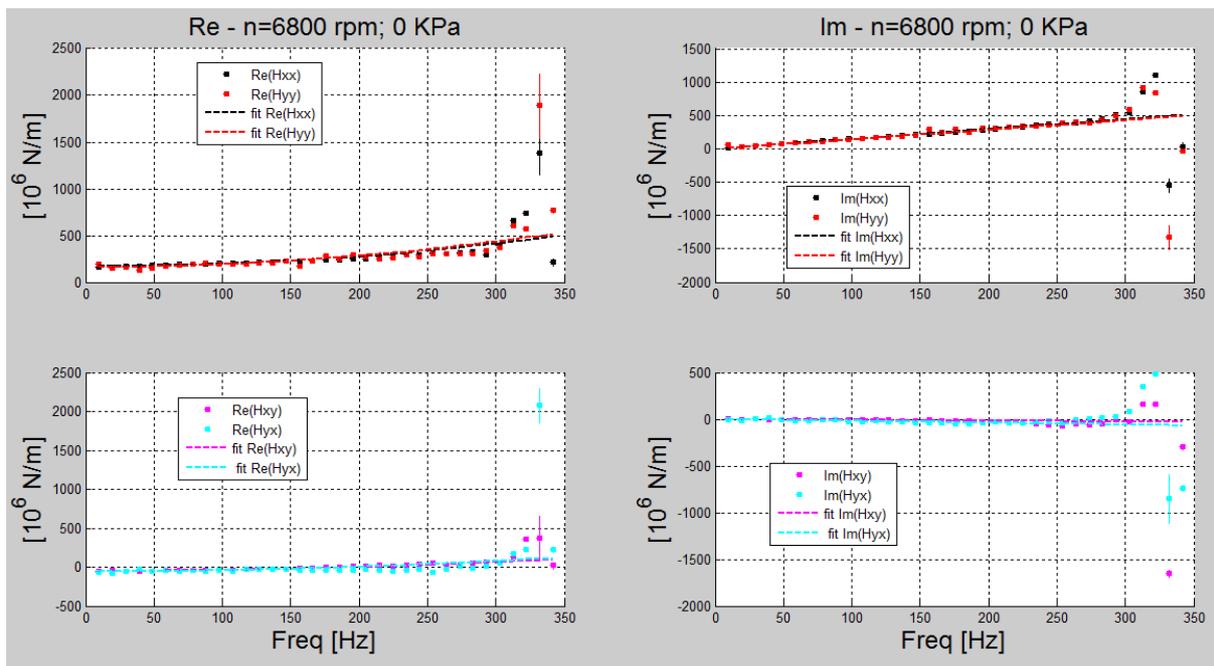


Figura 191 - impedenze complesse, prova 6800 rpm, 0 KPa

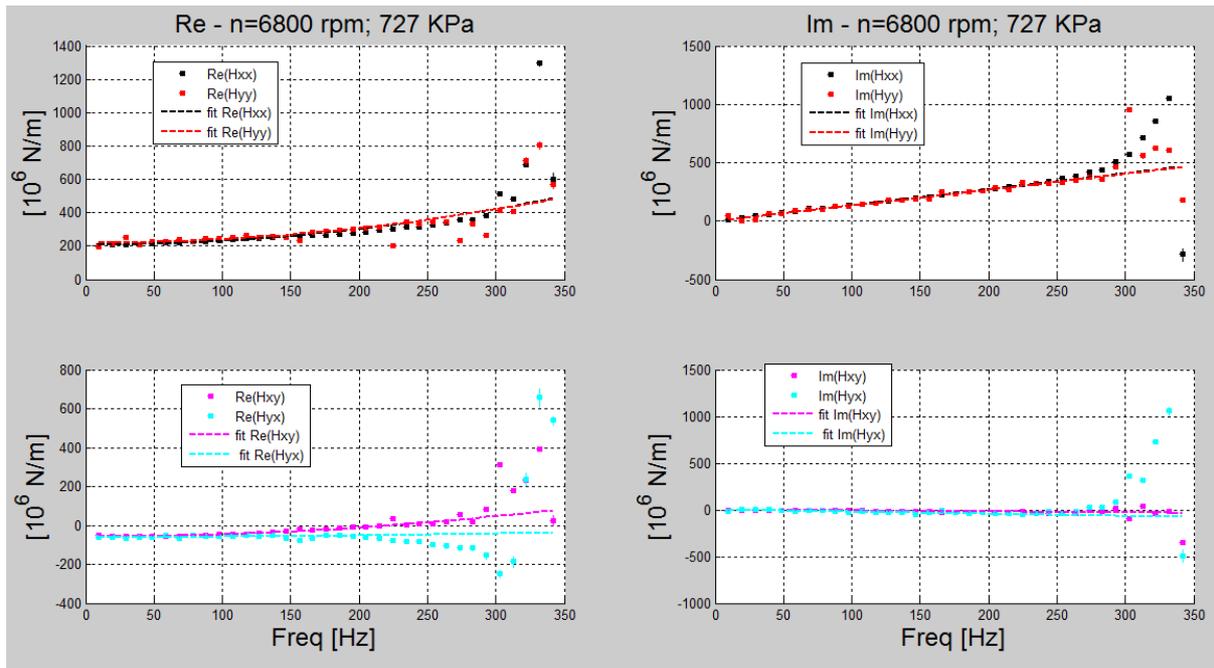


Figura 192 - impedenze complesse, prova 6800 rpm, 727 KPa

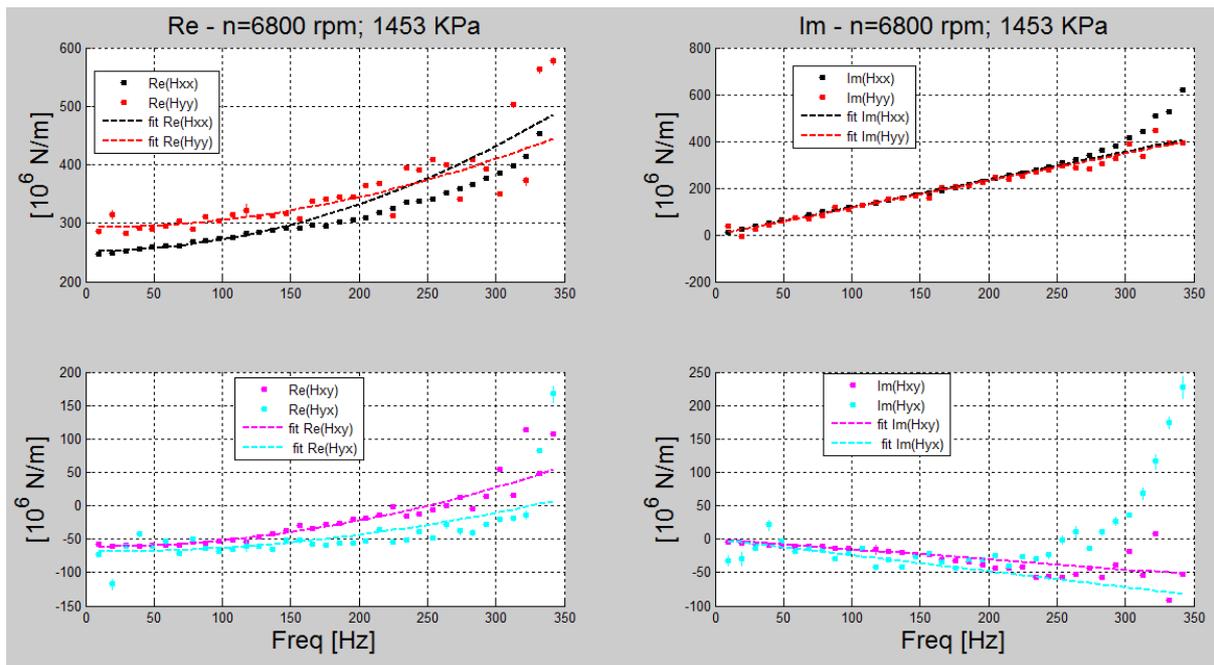


Figura 193 - impedenze complesse, prova 6800 rpm, 1543 KPa

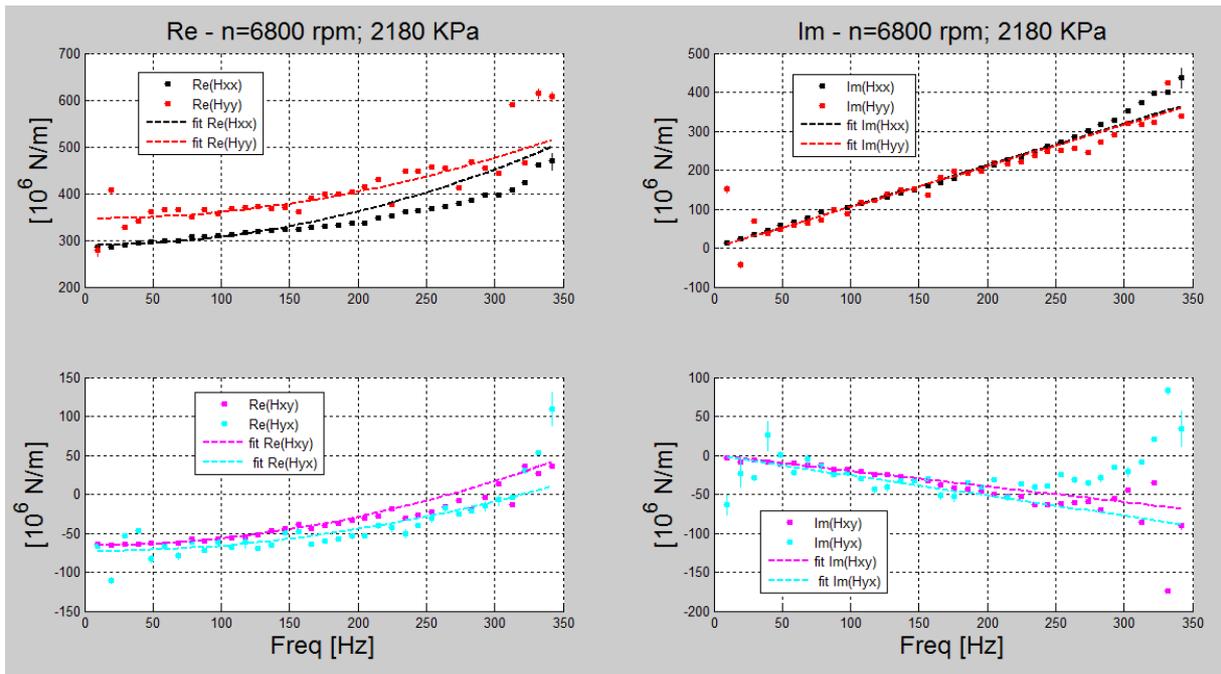


Figura 194 - impedenze complesse, prova 6800 rpm, 2180 KPa

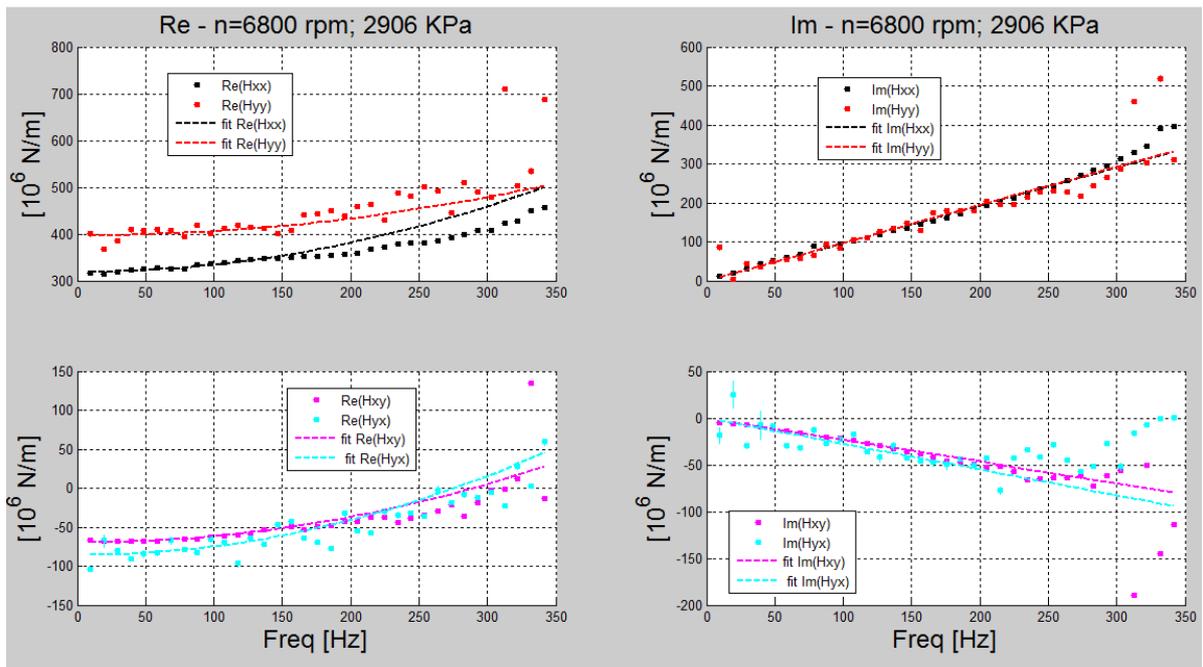


Figura 195 - impedenze complesse, prova 6800 rpm, 2906 KPa

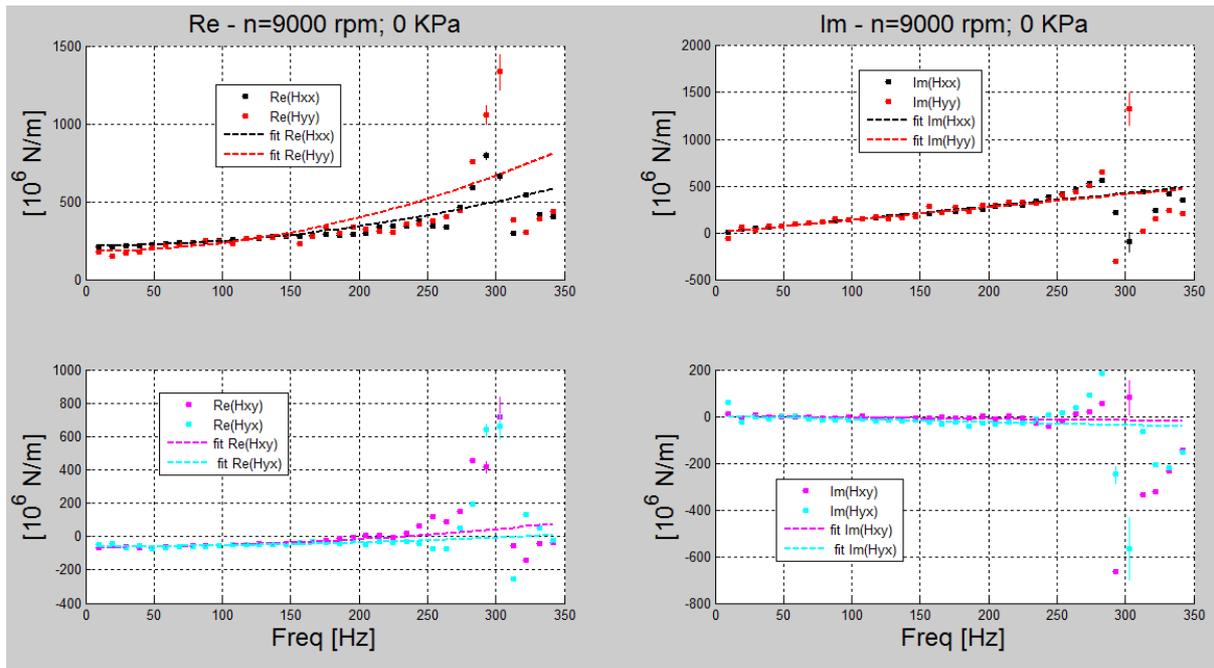


Figura 196 - impedenze complesse, prova 9000 rpm, 0 KPa

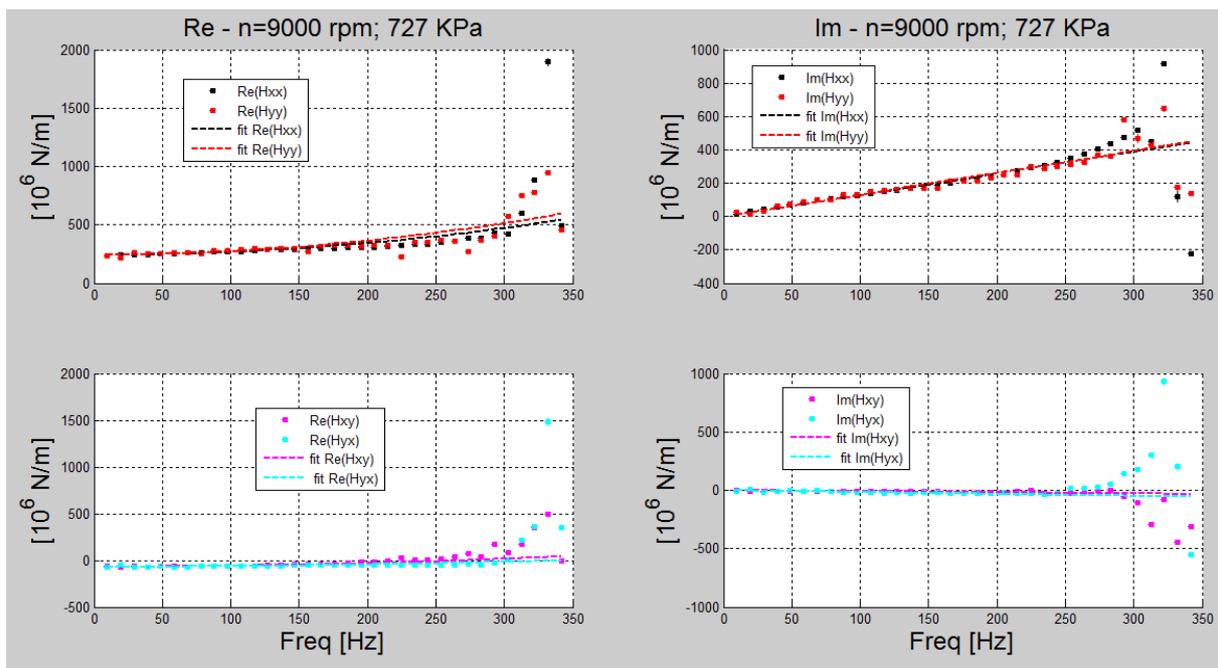


Figura 197 - impedenze complesse, prova 9000 rpm, 727 KPa

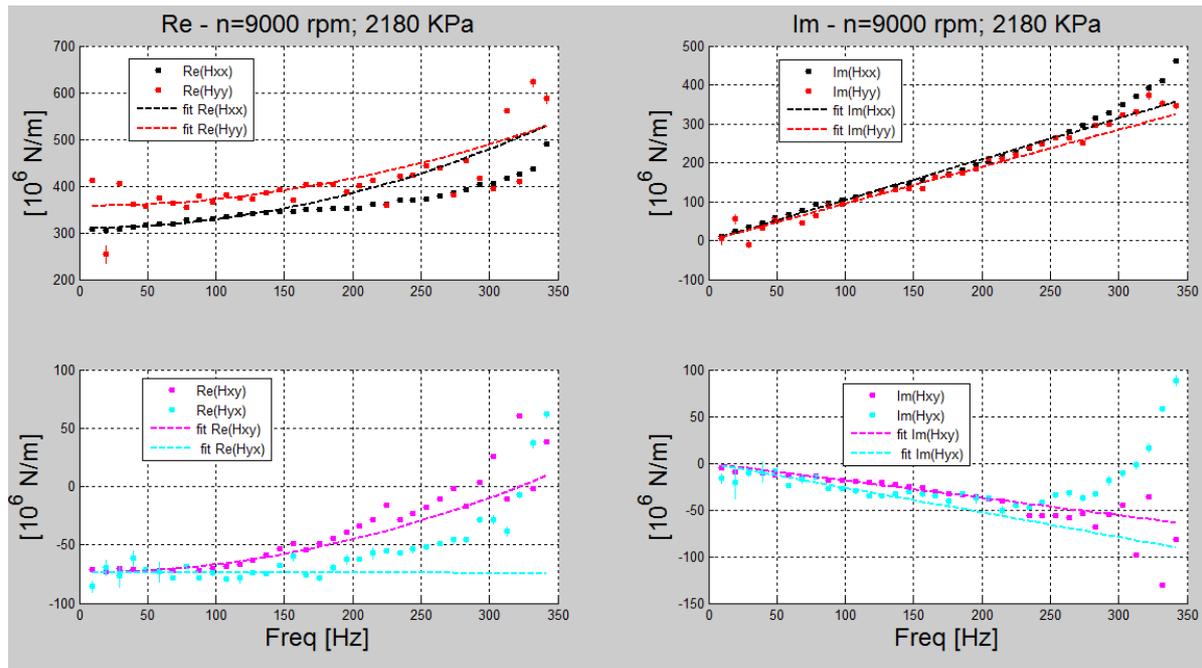


Figura 198 - impedenze complesse, prova 9000 rpm, 2180 KPa

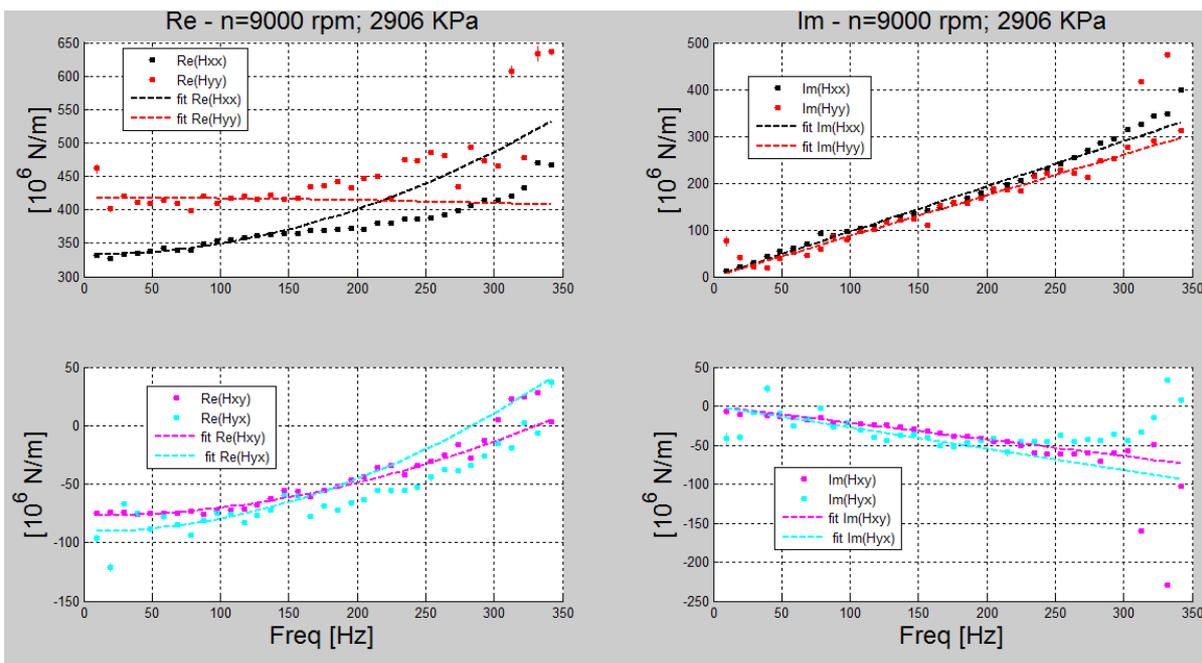


Figura 199 - impedenze complesse, prova 9000 rpm, 2906 KPa

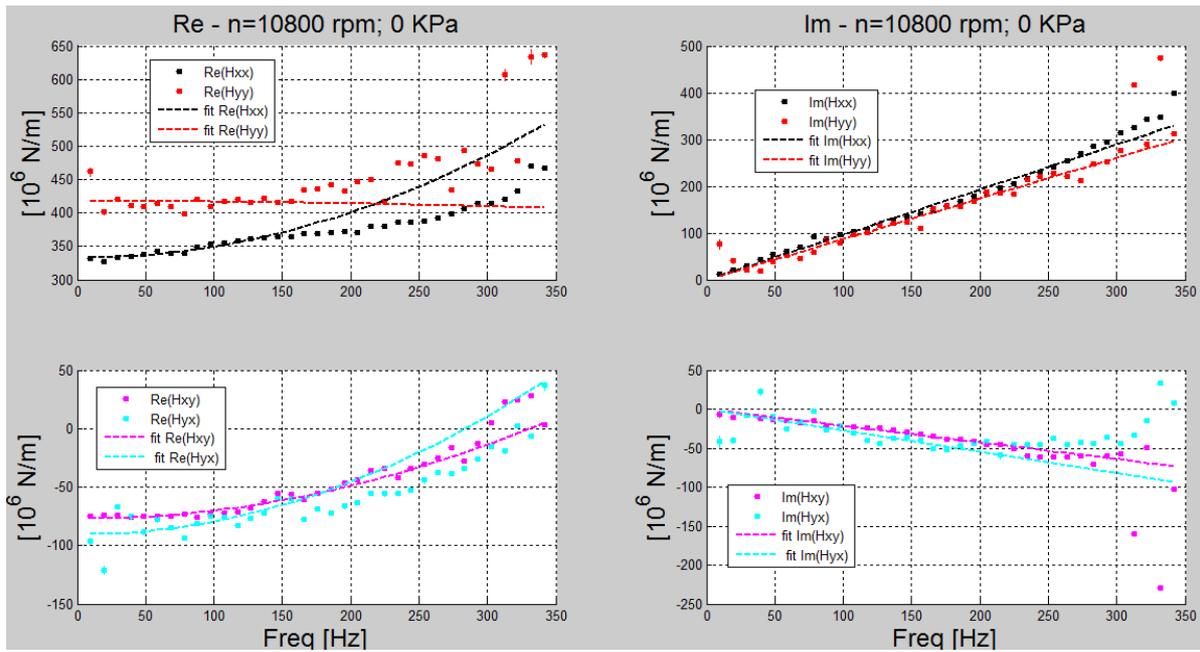


Figura 200 - impedenze complesse, prova 10800 rpm, 0 KPa

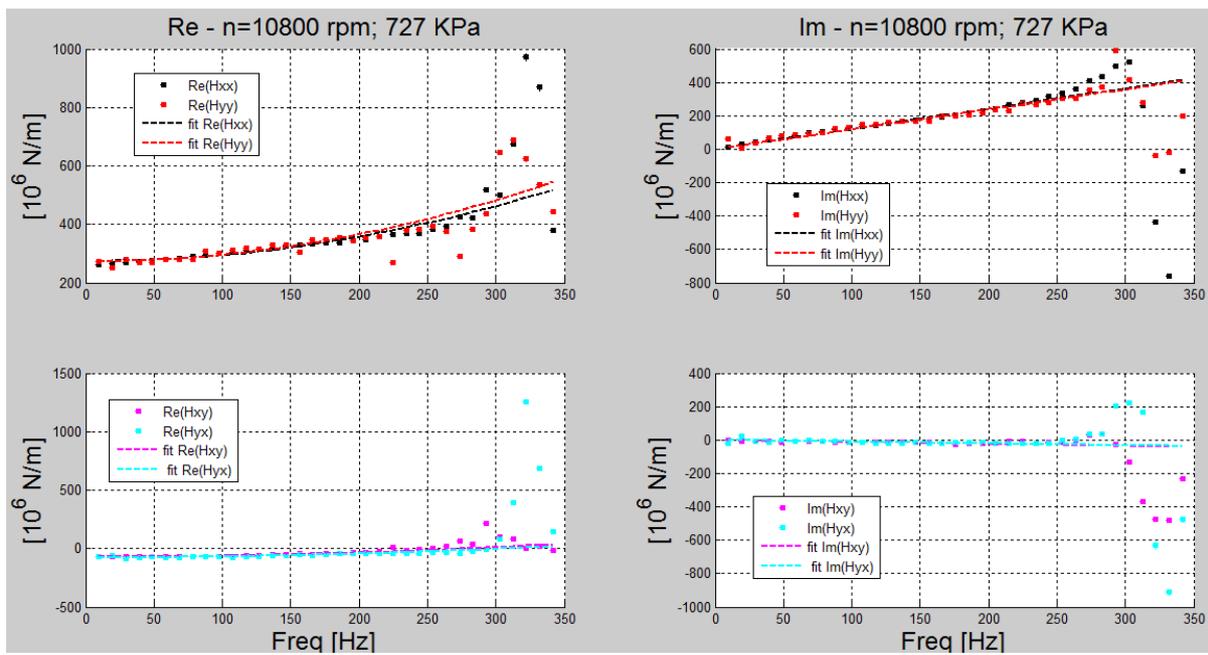


Figura 201 - impedenze complesse, prova 10800 rpm, 727 KPa

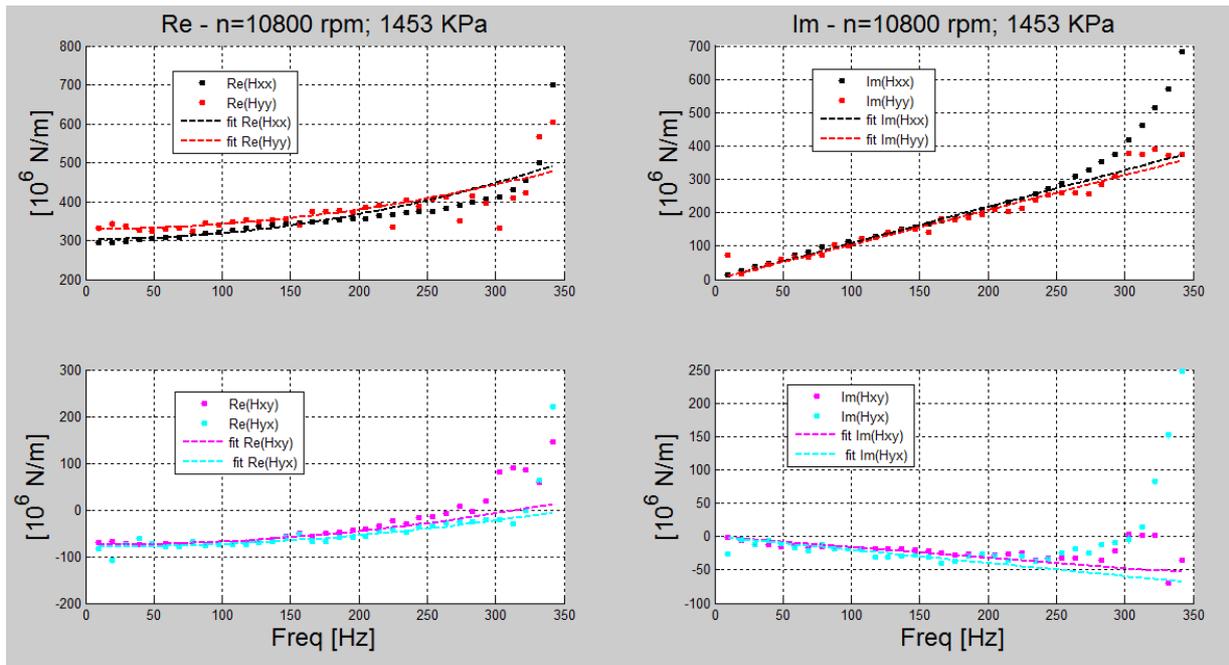


Figura 202 - impedenze complesse, prova 10800 rpm, 1453 KPa

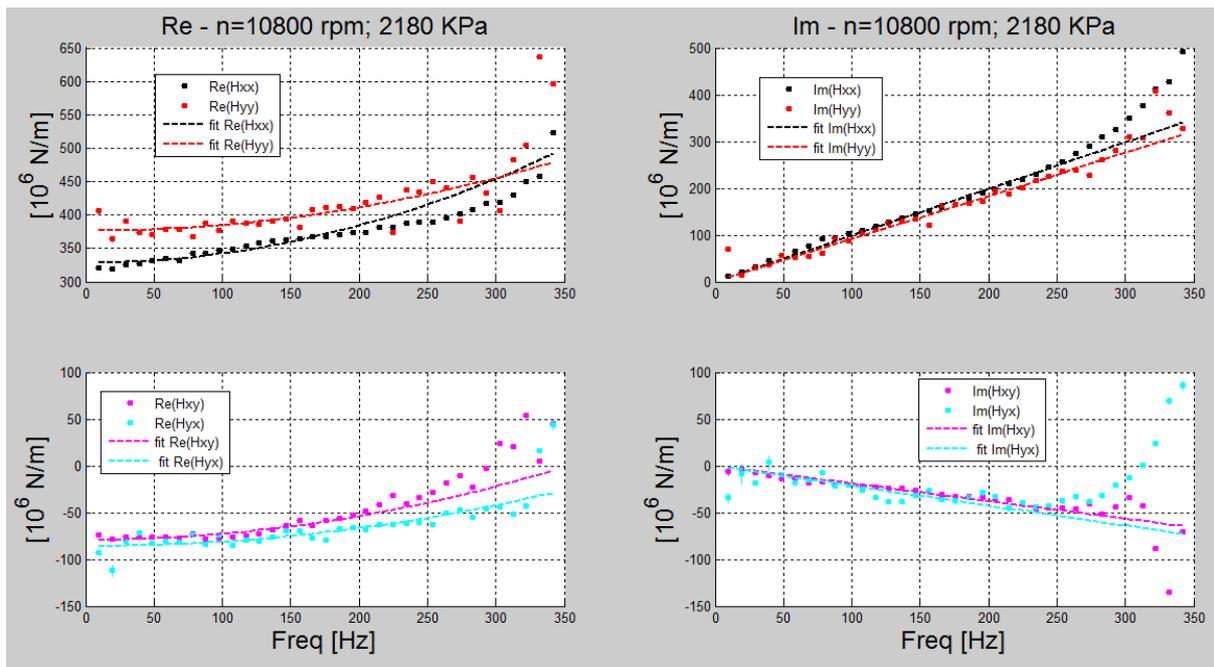


Figura 203 - impedenze complesse, prova 10800 rpm, 2180 KPa

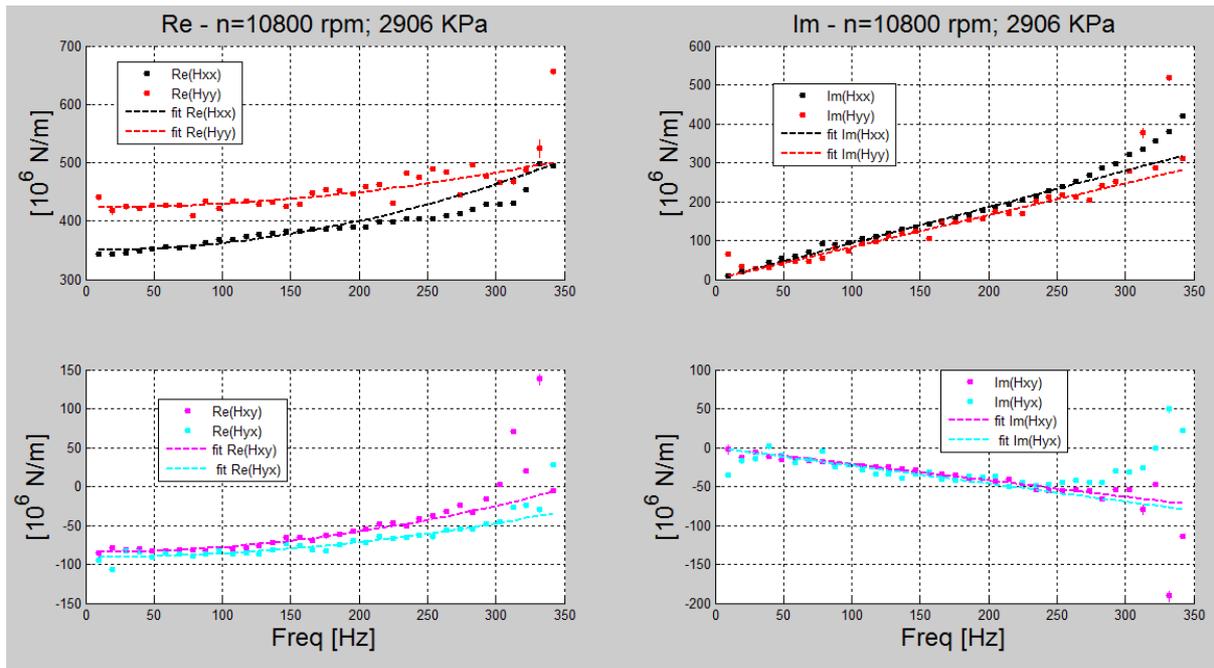


Figura 204 - impedenze complesse, prova 10800 rpm, 2906 KPa

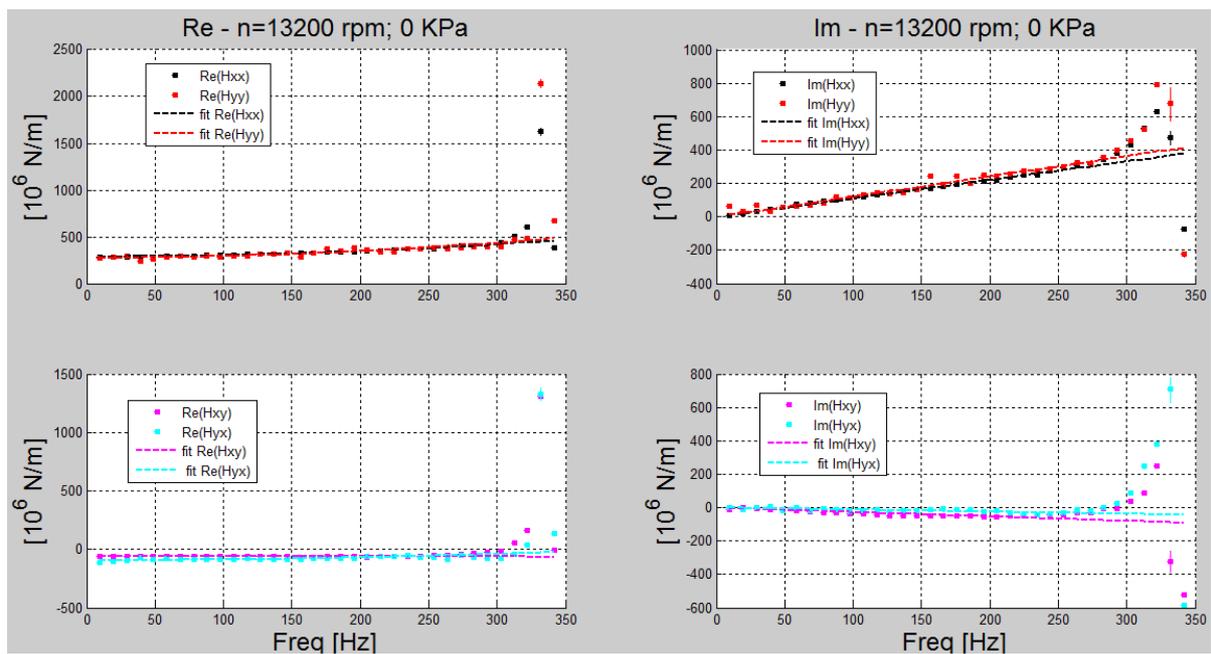


Figura 205 - impedenze complesse, prova 13200 rpm, 0 KPa

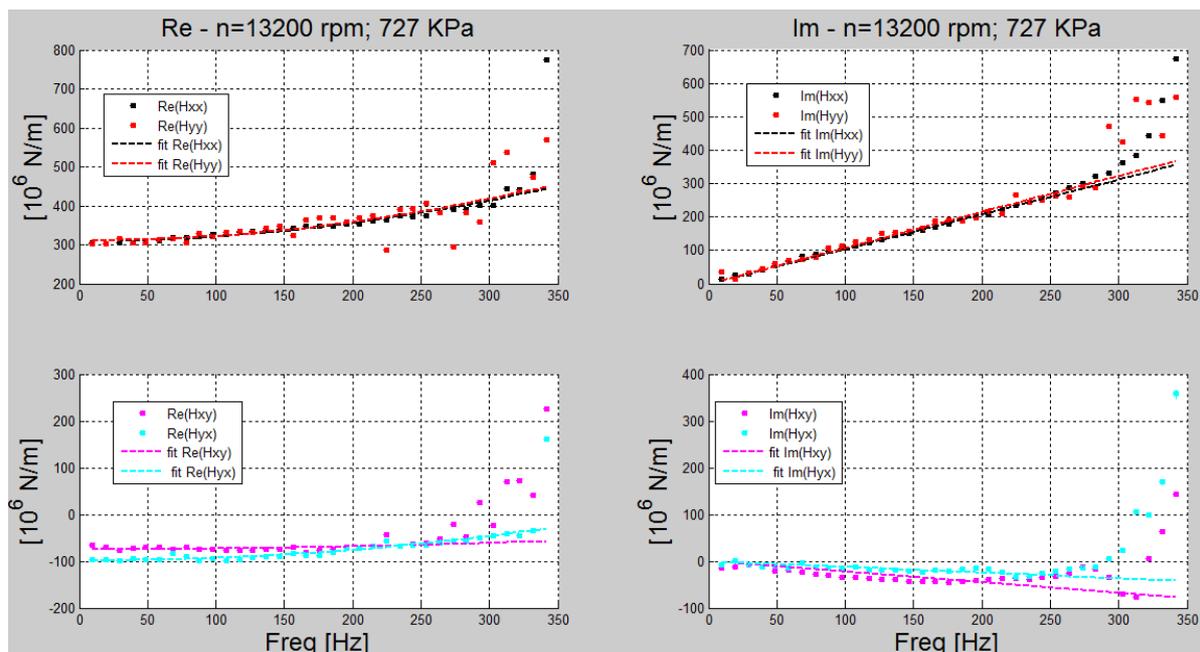


Figura 206 - impedenze complesse, prova 13200 rpm, 727 KPa

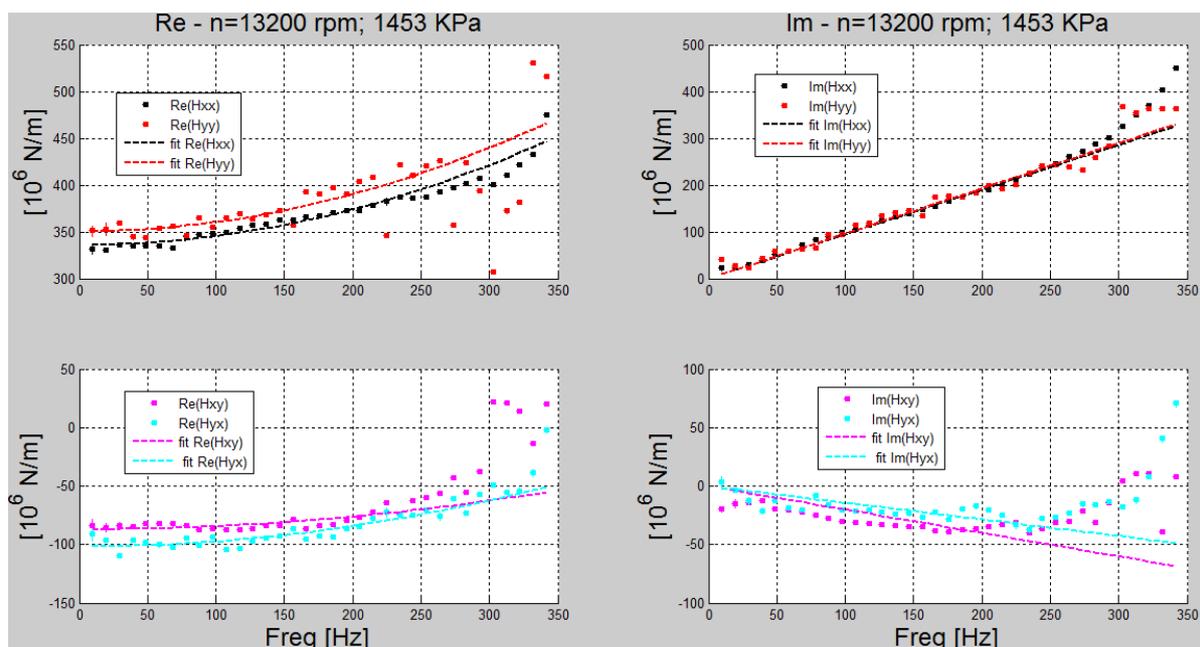


Figura 207 - impedenze complesse, prova 13200 rpm, 1453 KPa

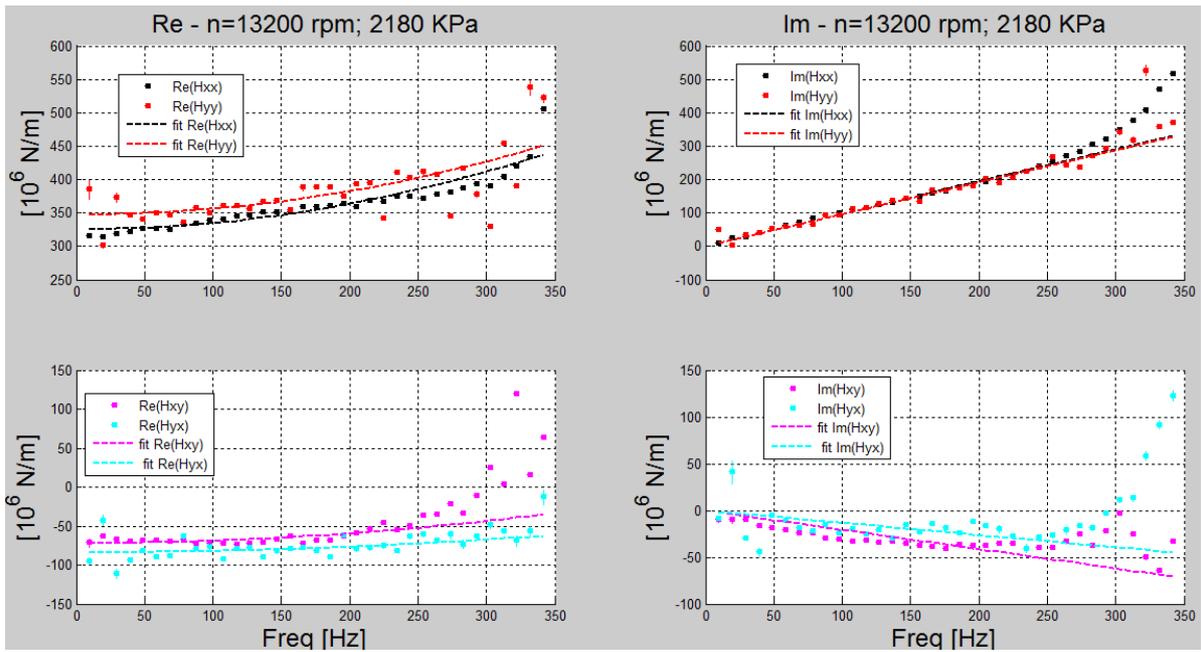


Figura 208 - impedenze complesse, prova 13200 rpm, 2180 KPa

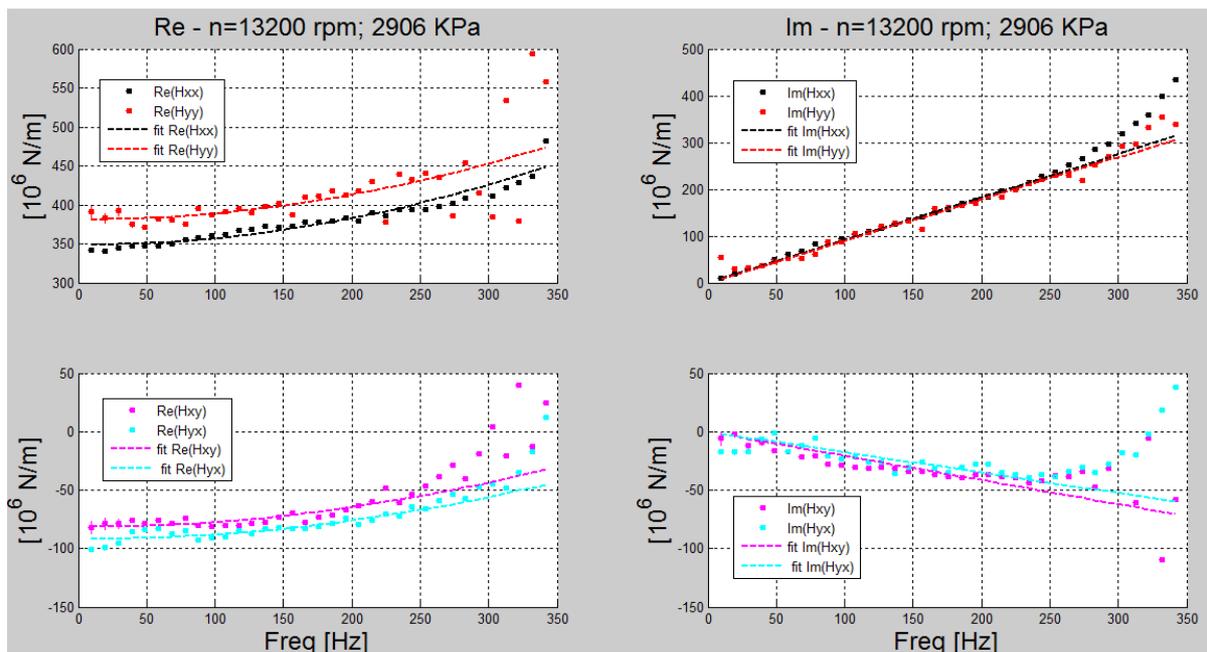


Figura 209 - impedenze complesse, prova 13200 rpm, 2906 KPa

5. Bibliografia

1. G. Guidi, A. Bertucco, S. Manconi, I. Mazzitelli, M. Saroglia, '*Analisi a scopo diagnostico di segnali vibratori su banco prova ingranaggi multi-mesh*', Atti del XXXVII Congresso AIAS, pp 59-60, 2008.
2. M. Barsanti, A. Bertucco, G. Ferioli, S. Manconi, M. Saroglia, "*Tecniche innovative per la diagnostica di ingranaggi ad alta velocità*", Atti del XXXVI Congresso AIAS, Ischia, 4-8 Settembre 2007
3. M. Amorena, M. Barsanti, M. Gubinelli, F. Guzzo, M. Vitali: "*Control and diagnostics of a gear test rig for aerospace applications*", 2nd Youth Symposium on Experimental Solid Mechanics, Milano Marittima (RA), 7-10 Maggio 2003
4. M. Beghini, C. Carmignani, M. Guiggiani, E. Manfredi et al.: "*Modelization and Experimental Characterization of Aerospace Gears*" – IMechE Symposium on Advanced Transmissions Technology, Torino 14-16 maggio 2004
5. J.Castro, A. Sottomayor, J. Seabra, '*Experimental and analytical criteria for FZG gears. s.l. : Transient processes in tribology*', Elsevier, 2004.
6. R. Bassani, E. Ciulli, B. Piccigallo, A. Polacco, G. Pugliese, S. Palmeri, '*WP200: Hot/cold scuffing-sviluppo modello di analisi*', Università di Pisa, 2005.
7. E. Ciulli, S. Manconi, I. Bartilotta, F.S. Guerrieri Paleotti, I. Mazzitelli, "*Programma Scuffing, WP 500, Relazione Conclusiva*", Luglio 2011, Atto Dipartimentale DIMNP RL 1255
8. E. Manfredi, E. Ciulli, S. Manconi, I. Bartilotta, F.S. Guerrieri Paleotti, '*Scuffing: Misura Della Temperatura Di Bulk E Taratura Del Modello Hto*', RL 1248(2010), Dipartimento di Ingegneria Meccanica, Nucleare e della Produzione, Università di Pisa, 2010
9. I.Mazzitelli, F.S. Guerrieri Paleotti, P. Forte, E. Ciulli, M. Amorena, A. Polacco, "*Bulk Temperature Measurements on Gears for Scuffing Monitoring*", Bindt CM & MFPT International Conference, Stratford Upon Avon UK, Giugno 2010
10. Mazzitelli I., Guerrieri Paleotti F.S., Forte P, Ciulli E., Amorena M., Polacco A. "*Misure di temperatura per la previsione di scuffing in ruote dentate*" - Organi di Trasmissione, June 2011, Milano, Italy

11. F. Presicce, *'Progetto e ottimizzazione di elementi di trasmissione con strumenti di analisi avanzati'*, Tesi di Dottorato in Ingegneria Meccanica, Dipartimento di Ingegneria Meccanica, Nucleare e della Produzione, Università di Pisa, 2007
12. G. Melani, *'Structural And Dynamic Analyses Of Transmission Systems And Its Components'*, Tesi di Dottorato in Ingegneria Meccanica, Dipartimento di Ingegneria Meccanica, Nucleare e della Produzione, Università di Pisa, 2009
13. *'Effect of Lubrication on Gear Surface distress'*, AGMA 925, American Gear Manufactures Assosiation, June 2002
14. Anderson N.E., Loewenthal S.H., BlackJ.D. *'An analytical method to predict efficiency of aircraft gearboxes'*, NASA technical memorandum 83716, USAAVSCOM Technical report 84-C-8
15. G. Andrei, P. Forte, E. Manfredi, I. Mazzitelli, G. Melani, *"Simulation of the Dynamic Overload of a Gear Transmission for Scuffing Failure Prediction"*, Gears 2010 – International Conference on Gears, Munich DE, Ottobre 2010
16. Shuting Li, *'Experimental investigation and FEM analysis of resonance frequency behavior of three-dimensional, thin-walled spur gears with a power-circulating test rig'*, Science direct, 2008
17. R.G. Parker, S.M. Vijayakar, T. Imajo, *'Non linear dynamic response of a spur gear pair: modelling and experimental comparison'*, Journal of sound and vibration 2000
18. Hayashi, N. Iwatsuki, H. Maki, *'Natural mode of vibration of a circular plate with a solid shaft'*, Trans. JSME, C 56 (524) (1994)102–107
19. G. Liu, T. Lin, S. Li, Y. Zhang, *'Experimental investigations into effects of three-dimensional tooth modifications on dynamic stresses of a thin-walled helical gear'*, J. Aerospace Power 11 (1996)
20. Long H., Lord A.A., Gething D.T., Roylance B.J. *'Operating temperatures of oil-lubricated medium speed gears: numerical models and experimental results'*, Proc. IMechE vol.217 part G,87-106
21. Diab Y., Ville F., Vex P. *'Investigation on power losses in high speed gears'*, Proc. IMechE vol.220 Part J, 191-198
22. Koffel, Ville, Changenet, Vex *'Investigation on the power losses and thermal effects in gears transmissions'*, Proc. IMechE vol.223 Part J, 469-479
23. I. Mazzitelli, P.Forte, *"A Novel Roller Bearing Diagnostic Method based on Cyclostationary Analysis of Vibration Signals"*, , Condition Monitoring International Conference, Dublino, 2009

24. Z. Kiral, H. Karagulle. “*Simulation and analysis of vibration signals generated by rolling element bearing with defect*”. Tribology international, 2003
25. F. Bolaers, O. Cousinard, P. Marconnet, L. Rasolofondraibe. “*Advanced detection of rolling bearing spalling from de-noising vibratory signals*”. Control engineering practice, 2003
26. D. Ho, R.B.Randall. “*Optimization of bearing diagnostic techniques using simulated and actual bearing fault signal.*” Mechanical systems and signal processing, 2000
27. J.Antoni, R.B. Randall. “*Unsupervised noise cancellation for vibration signals – a novel algorithm*”. Mechanical systems and signal processing
28. R.B. Randall, J. Antoni, S. Chobsaard. “*The relationship between spectral correlation and envelope analysis in the diagnostic of bearing faults and other cyclostationary machine signals*”. Mechanical systems and signal processing, 2001
29. R.B. Randall. “*Detection and diagnosis of incipient bearing failure in helicopter gearbox*”. Engineering failure analysis, 2004
30. J.Antoni. “*Differential diagnosis of gear and bearing faults*”. Journal of Vibration and Acoustics. April 2002 vol.124
31. M. Feldman. “*Time-varying vibration decomposition and analysis based on the Hilbert transform*”. Journal of sound and vibration, 2006
32. J.F. Toland. “*A few remarks about the Hilbert transform*”. University of Bath School of Mathematical Sciences, Claverton Down, 1997
33. M. Feldman, S. Seibold. “*Damage diagnosis of rotors: application of Hilbert Transform and Multihypothesis testing*”. Journal of vibration and control, 1999
34. Lund J. W., “*Spring and Damping Coefficients for tilting pad journal bearings*”, 1964, ASLE Trans., 7(3), pp342-352.
35. Nicholas J.C., “*Lund’s tilting pad journal bearing assembly method*”, 2003, ASME J. Vib. Acoustic, 125(4), pp 448-454
36. Shapiro W., Colsher R., “*Dynamic Characteristics of fluid film bearings*”, Proceedings of the 6th turbomachinery symposium, 1977, Houston , pp 39-53
37. Nicholas J. C., Gunter E. J., Barrett L. E., “*The influence of tilting pad bearing characteristics on the stability of high speed rotor-bearing system*”, 1978, ASME Topics in fluid film bearing and rotor bearings system design and optimization, pp55-78
38. Nichiolas J. C., Gunter E.J., Allaire P.E., “*Stiffness and damping coefficients for five pad tilting pad bearings*”, 1979, ASLE Trans. 22(2), pp 112 124
39. Ha H., Yang S., “*Excitation frequency effects on the stiffness and damping coefficients of a five-pad tilting pad journal bearing*”, 1999, ASME J. Trib., 121 pp 517-522

40. Wygant K. D., “The influence of negative preload and nonsynchronous excitation on the performance of tilting pad journal bearing”, PhD dissertation, University of Virginia, Charlottesville, VA, USA
41. Rodriguez L., Childs D., “Frequency dependency of measured and predicted rotordynamic coefficient for load on pad flexible pivot tilting pad journal bearing”, 2006, ASME J. of Trib., 128(2), pp 388-395
42. Al-Ghasem A., Childs D., “*Measurements versus prediction for high speed flexure pivot tilting pad bearing*”, 2006, ASME J. Eng. Gas Turbines Power, 128(4), pp 896-906
43. Hensley E. J., Childs D., “*Measurements versus prediction for the rotordynamic characteristics of a flexure pivot pad tilting pad journal bearing in an LBP Condition at higher unit loads*”, 2008, ASME Turbo EXPO, Paper gt2008-50069
44. Childs D., Hale K., “*A test apparatus and facility to identify the rotordynamic coefficients of high speed hydrodynamic bearings*”, 1994, ASME J. of Trib, 116, pp 337-344
45. Carter C., Childs D., “*Measurements versus predictions for the rotordynamic characteristics of a 5-pad rocker pivot, tilting pad bearing in load between pad configuration*”, 2008, ASME Turbo EXPO 2008, paper gt2008 – 50069
46. Childs D., Harris J., “*Static performance characteristics and rotordynamic coefficients for a 4-pad ball in socket tilting pad journal bearing*”, 2009, ASME J. Eng. Gas Turbines Power, 131 - 062502

6. Appendice: attività supplementari

Attività didattiche

- AA 2009 - 2010
 - Esercitazioni in aula per l'insegnamento di *Costruzioni di Macchine*, Ingegneria Energetica
 - 20 ore
- AA 2010 - 2011
 - Esercitazioni in aula per l'insegnamento di *Costruzioni di Macchine*, Ingegneria Energetica
 - 30ore

Attività di tutorato

- Tesi di laurea in Ingegneria Energetica
 - “*Valutazione del rendimento di un banco prova per ingranaggi ad elevate prestazioni*”, 2009
 - Allievo: Costa Gianni
- Tesi di laurea in Ingegneria Energetica
 - “*Studio di un modello a parametri concentrati per l'analisi dinamica torsionale di una trasmissione meccanica per uso marino*”, 2009
 - Allievo: Baroncelli Martina
- Tesi di laurea vecchio ordinamento in Ingegneria Aerospaziale
 - “*Indagine sperimentale su indicatori diagnostici di scuffing in trasmissioni meccaniche*”, 2010
 - Allievo: Tinu Stefania
- Tesi di laurea Specialistica in Ingegneria Energetica
 - “*Sviluppo di un modello di calcolo per valutazione termica di una trasmissione a ingranaggi*”, 2011
 - Allievo: Costa Gianni

Esami sostenuti

- “Progettazione Assistita II”, 2011
 - 6 CFU, Prof. Bertini
- “Probabilità Statistica e Processi Stocastici”, 2011
 - 3 CFU, Prof. Flandoli

- “Meccanica Sperimentale”, 2011
 - 6 CFU, Prof. Beghini
- “Meccanica della frattura lineare elastica”, 2011
 - 3 CFU, Prof. Beghini

Periodo all'estero

- *Turbomachinery Laboratory c/o Texas A&M University, Houston, TX, USA*
 - Settembre 2011 – dicembre 2011
 - *Attività sperimentale sulla caratterizzazione dinamica di cuscinetti a pattini oscillanti*

Pubblicazioni

G. Guidi, A. Bertuccio, S. Manconi, I. Mazzitelli, M. Saroglia, ‘*Analisi a scopo diagnostico di segnali vibratorii su banco prova ingranaggi multi-mesh*’, Atti del XXXVII Congresso AIAS, pp 59-60, 2009.

I. Mazzitelli, P.Forte, “*A Novel Roller Bearing Diagnostic Method based on Cyclostationary Analysis of Vibration Signals*”, , Condition Monitoring International Conference, Dublino, 2009

I.Mazzitelli, F.S. Guerrieri Paleotti, P. Forte, E. Ciulli, M. Amorena, A. Polacco, “*Bulk Temperature Measurements on Gears for Scuffing Monitoring*”, Bindt CM & MFPT International Conference, Stratford Upon Avon UK, Giugno 2010

Amorena M., Mazzitelli I., Manfredi E., Pellegrinetti A., “*Torsional dynamic modelling of a marine power-train system*” - VDI – Society for product and process design Wissensforum, International Gear Conference, Munich 2010

G. Andrei, P. Forte, E. Manfredi, I. Mazzitelli, G. Melani, “*Simulation of the Dynamic Overload of a Gear Transmission for Scuffing Failure Prediction*”, Gears 2010 – International Conference on Gears, Munich DE, Ottobre 2010

Mazzitelli I., Guerrieri Paleotti F.S., Forte P, Ciulli E., Amorena M., Polacco A. “*Misure di temperatura per la previsione di scuffing in ruote dentate*” - Organi di Trasmissione, June 2011, Milano, Italy

E. Ciulli, S. Manconi, I. Bartilotta, F.S. Guerrieri Paleotti, I. Mazzitelli, “*Programma Scuffing, WP 500, Relazione Conclusiva*”, Luglio 2011, Atto Dipartimentale DIMNP RL 1255

Mazzitelli I., Ciulli E., Amorena M., Di Domizio G., “*Realizzazione di una attrezzatura per misure di attrito di primo distacco in accoppiamenti motoristici*”, WorkShop AIT, Milano, Febbraio 2012