

UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PADOVA

FACOLTÀ DI INGEGNERIA
CORSO DI LAUREA MAGISTRALE IN
INGEGNERIA DELL'INNOVAZIONE DI PRODOTTO
CLASSE DI LAUREA INGEGNERIA MECCANICA

TECNICHE DI MONITORAGGIO ON-LINE DELLE VIBRAZIONI MECCANICHE PER LA PREVISIONE DI GUASTI NELLE MACCHINE AUTOMATICHE

Relatore: Ch.mo Prof. Ing.
ALBERTO TREVISANI

Correlatore: Ing.
GIULIA BACCARIN

Laureando:
ROBERTO MASTROTTO

Sessione INVERNALE
Anno Accademico 2011-2012

Parti piccolo.
Pensa in grande.
Cresci veloce.

Indice

Sommario **1**

1 Introduzione ed obiettivi della tesi **3**
1.1 Obiettivi 4
1.1.1 Benefici attesi per i costruttori di macchine 4
1.2 Contenuti 6
1.3 I-Care 8

2 Tecniche diagnostiche applicate alla manutenzione industriale **13**
2.1 La manutenzione industriale 15
2.1.1 Evoluzione della manutenzione 16
2.1.2 Storia delle politiche manutentive 18
2.1.3 Politiche di manutenzione 22
2.1.3.1 La manutenzione correttiva 22
2.1.3.2 La manutenzione preventiva 23
2.1.3.3 La manutenzione secondo condizione 25
2.1.3.4 La manutenzione proattiva 28
2.2 La diagnostica tecnica 29
2.2.1 Misure dei parametri di processo 31
2.2.1.1 Misure di temperatura 32
2.2.1.2 Misure di pressione e di forza 41
2.2.1.3 Misure di portata 46
2.2.1.4 Misure di velocità 48
2.2.2 La termografia IR 54
2.2.2.1 Basi dell'irraggiamento infrarosso 54

2.2.2.2 Analisi qualitativa 56
2.2.2.3 Analisi quantitativa 57
2.2.2.4 Consigli per una buona acquisizione IR 57
2.2.3 L'analisi ad ultrasuoni 61
2.2.3.1 Tecnica di misura ad ultrasuoni 64
2.2.3.2 Individuazione delle perdite 64
2.2.3.3 Ispezione di valvole 66
2.2.3.4 Scaricatori di condensa 67
2.2.3.5 Lubrificazione 69
2.2.4 L'analisi tribologica 71
2.2.4.1 La ferrografia 71
2.2.4.2 Analisi tribologica trivettoriale 72
2.2.5 L'analisi vibrazionale 76

3 Analisi vibrazionale e sensoristica **77**
3.1 Principi di meccanica delle vibrazioni 79
3.1.1 Risposta forzata 79
3.1.1.1 Ricettanza 83
3.1.2 Risposta forzata dovuta a sbilanciamento in elementi rotanti . . . 84
3.1.3 Serie di Fourier e trasformata di Fourier 88
3.1.3.1 Serie di Fourier 88
3.1.3.2 Trasformata di Fourier 91
3.2 L'analisi vibrazionale nella manutenzione predittiva 93
3.2.1 Domini di rappresentazione 93
3.2.1.1 Waveform 93
3.2.2 Unità di misura nell'analisi vibrazionale 97
3.2.3 Risonanza e velocità critiche 100
3.2.3.1 Risposta in frequenza in sistemi ad n g.d.l. ed antirisonanza 101
3.2.3.2 Velocità critiche 103
3.2.4 Analisi orbitale 110
3.2.5 Utilizzi industriali della fase tra due segnali 114
3.2.5.1 Impiego della fase nella diagnostica tecnica 117

3.3 Sensori e trasduttori per l'analisi vibrazionale 118
3.3.1 Trasduttori di posizione 121
3.3.2 Trasduttori di velocità 123
3.3.3 Accelerometri 124
3.3.3.1 Principio di funzionamento 126
3.3.3.2 Tipologie di accelerometri 128
3.4 Data acquisition 137
3.4.1 Parametri di misura 137
3.4.1.1 Velocità di rotazione ed acquisizione del segnale 137
3.4.1.2 Frequenza massima 138
3.4.2 Posizionamento dei sensori 139
3.4.2.1 Direzioni di misura 140
3.4.2.2 Nomenclatura standard delle acquisizioni 143
3.4.3 Connessione dei sensori 143
3.4.3.1 Puntale di misura 146
3.4.3.2 Basi magnetiche 146
3.4.3.3 Fissaggio Quick-Lock 146
3.4.3.4 Basi incollabili e viti di fissaggio 147
3.4.4 Sensitività, Banda passante e Gamma dinamica 147
3.4.5 Riconoscimento di dati irrilevanti 153
3.4.5.1 Ski slope 153
3.4.5.2 Basso contenuto in alta frequenza 154
3.4.5.3 Armoniche inattese 154
3.5 Signal processing 155
3.5.1 Campionamento del segnale analogico 155
3.5.1.1 Aliasing 156
3.5.1.2 Leakage 157
3.5.2 Conversione Analogico/Digitale 159
3.5.3 DFT e FFT 160
3.5.3.1 FFT 163
3.5.4 Acquisizione ed integrazione del segnale 164
3.6 Analisi globale 166
3.7 Analisi spettrale 171

3.7.1 Analisi in bande di frequenza 171
3.7.2 Analisi spettrale agli ordini 172

4 Analisi spettrale agli ordini **177**
4.1 Sbilanciamento 177
4.1.0.1 Verifica dello sbilanciamento 180
4.1.1 Sbilanciamento statico 181
4.1.2 Sbilanciamento dinamico 181
4.1.3 Cause di Sbilanciamento 183
4.2 Disallineamento 185
4.2.1 Disallineamento parallelo 187
4.2.2 Disallineamento angolare 187
4.2.3 Accorgimenti 189
4.2.4 Cocked bearing 191
4.3 Gioco meccanico 193
4.3.1 Gioco rotante 193
4.3.1.1 Sleeve bearings 194
4.3.2 Giochi strutturali 196
4.3.2.1 Gioco strutturale o sbilanciamento? 196
4.3.2.2 Loose pedestal bearings 197
4.4 Analisi dei rotismi 199
4.4.1 Gear Mesh Frequency 200
4.4.2 Dente usurato o mancante 201
4.4.3 Ruote disallineate 207
4.4.4 Costrizione meccanica 207
4.4.5 Armoniche secondarie indotte dai rotismi 207
4.4.5.1 Componenti fantasma 207
4.4.5.2 Frequenza frazionaria di ingranamento 208
4.4.5.3 Frequenza di ripetizione 208
4.5 Analisi dei cuscinetti volventi 209
4.5.1 Bearing forcing frequencies 210
4.5.1.1 Bearing kinematics 212
4.5.2 Ball Pass Frequency Outer race (BPFO) 216

4.5.3 Ball Pass Frequency Inner race (BPFI) . . . 218
4.5.4 Fundamental Train Frequency (FTF) . . . 220
4.5.5 Ball Spin Frequency (BSF) . . . 222
4.5.6 Alcune particolarità dei difetti di cuscinetto . . . 224
4.5.7 Evoluzione di un difetto di cuscinetto . . . 225
4.5.7.1 Stage One . . . 226
4.5.7.2 Stage Two . . . 227
4.5.7.3 Stage Three . . . 228
4.5.7.4 Stage Four . . . 230
4.5.8 Tecniche avanzate di individuazione dei difetti di cuscinetto . . . 232
4.5.8.1 Airborn ultrasound . . . 232
4.5.8.2 Shock Pulse Method: SPM® . . . 232
4.5.8.3 Spike Energy™ . . . 233
4.5.8.4 Enveloping and Demodulation . . . 233
4.5.8.5 PeakVue® . . . 234
4.5.9 Meccanismi di danneggiamento dei cuscinetti volventi . . . 239
4.5.9.1 Sfaldamento . . . 240
4.5.9.2 Cricche e rotture . . . 240
4.5.9.3 Brinellatura . . . 241
4.5.9.4 Abrasione . . . 242
4.5.9.5 Usura . . . 243
4.5.9.6 Ruggine . . . 243
4.5.9.7 Passaggio di corrente elettrica . . . 244
4.5.9.8 Smerigliatura . . . 244
4.5.9.9 Rotazione degli anelli . . . 245
4.6 Lubrificazione . . . 246
4.7 Analisi dei motori elettrici . . . 252
4.7.1 Campo magnetico rotante . . . 253
4.7.2 Motori sincroni . . . 254
4.7.3 Motori asincroni . . . 254
4.7.4 Fonti di vibrazione nei motori elettrici . . . 256
4.7.5 Difetti di statore . . . 258
4.7.6 Difetti di rotore . . . 261

4.7.6.1 Barra rotorica danneggiata . . . 261
4.7.6.2 Rotore eccentrico . . . 263
4.7.7 Altri difetti elettrici . . . 264
4.7.7.1 Loose rotor bars . . . 264
4.7.7.2 Loose stator windings . . . 264
4.7.7.3 Lamination problems . . . 264
4.7.7.4 Loose connection . . . 266
4.7.7.5 Fluting . . . 266
4.8 Pompe, ventilatori e compressori . . . 268
4.8.1 Blade Pass Frequency . . . 268
4.8.2 Cavitazione . . . 269
4.8.2.1 Turbolenze . . . 272
4.9 Trasmissioni a cinghia . . . 274
4.9.1 Fundamental Belt Pass Frequency . . . 274
4.9.2 Difetto di cinghia . . . 275
4.9.3 Disallineamento della trasmissione . . . 275
4.10 Simulazioni al banco prova . . . 278

5 Tecniche di on-line condition monitoring 283
5.1 On-line condition monitoring . . . 284
5.1.1 Approcci presenti in letteratura . . . 285
5.2 G-Talk Project : a “5 W” approach . . . 289
5.2.1 Why . . . 290
5.2.2 Where . . . 290
5.2.2.1 Analisi preliminare . . . 291
5.2.2.2 Tree structure . . . 292
5.2.2.3 Historical data . . . 293
5.2.2.4 Weibull analysis . . . 293
5.2.2.5 FMECA . . . 295
5.2.2.6 Pareto analysis . . . 296
5.2.3 hoW . . . 299
5.2.4 What . . . 301
5.2.5 Who . . . 302

5.3 Failure Modes, Effects and Criticality Analysis . . . 303
5.3.1 L'analisi FMECA . . . 303
5.3.2 Terminologia . . . 304
5.3.3 Metodologia . . . 305

6 Pilot plant presso Birra Peroni 309
6.1 Sidel Eurotronica . . . 309
6.1.1 Macrofunzionamento . . . 309
6.1.2 Gruppi principali . . . 311
6.1.2.1 Giostra riempitrice . . . 313
6.1.2.2 Motorizzazione . . . 313
6.1.2.3 Trasporto bottiglie . . . 315
6.1.2.4 Martinetto alzabottiglia . . . 315
6.1.2.5 Valvola di riempimento . . . 315
6.1.2.6 Tappatore . . . 318
6.1.2.7 Sciacquatrice . . . 318
6.1.3 Descrizione del funzionamento . . . 321
6.2 Determinazione dei punti di misura . . . 323
6.2.1 Scomposizione funzionale della riempitrice Sidel . . . 323
6.2.2 Weibull analysis . . . 333
6.2.3 FMECA . . . 333
6.2.3.1 Definizione parametri di criticità . . . 335
6.2.3.2 Criticità globali . . . 335
6.2.3.3 Analisi di Pareto . . . 342
6.2.4 Studio di fattibilità . . . 342
6.2.4.1 Analisi del miglioramento . . . 342
6.2.5 Analisi tecnico/economica . . . 348
6.3 Installazione . . . 349
6.3.1 Coclea d'ingresso . . . 349
6.3.2 Riduttore . . . 354
6.3.3 Camma riempitrice . . . 360
6.3.4 Ralla riempitrice . . . 363
6.3.5 Centralina di elaborazione ed acquisizione . . . 364

6.4 Analisi dei segnali e definizione fault frequencies 368
6.4.1 Gioco meccanico sulla coclea d'ingresso 368
6.4.2 Difetti di cuscinetto sulle stelle di trasporto 370
6.4.3 Anomalie nei martinetti alzabottiglia 374
6.4.4 Ralla riempitrice e GMF di martinetto 376
6.5 Definizione delle soglie d'allarme 379

7 Conclusioni **381**

A Richiami di meccanica delle vibrazioni **383**
A.1 Principio di d'Alambert 383
A.2 Principio dei lavori virtuali 384
A.3 Gradi di libertà 384
A.4 Modelli fisici e matematici 385
A.5 Moto armonico 385
A.6 Rappresentazione vettoriale 386
A.6.1 Rappresentazione con numeri complessi 387
A.7 Spazio degli stati 390
A.8 Evoluzione libera 391
A.8.1 Sistema non smorzato ad 1 DoF 391
A.8.2 Sistema smorzato ad 1 DoF 393
A.8.3 Rappresentazioni alternative 400
A.9 FRF 402
A.10 Risonanza e massimo trasferimento d'energia 403

B Documentazione HW G-Talk **407**

Sommario

L'analisi spettrale delle vibrazioni volta alla previsione degli accadimenti di guasto negli impianti industriali costituisce un argomento in forte evoluzione sia in ambito accademico che nella realtà industriale. Questo elaborato di tesi presenta ed approfondisce detta tematica attraverso la sperimentazione di una innovativa soluzione di on-line condition monitoring in continuo per il monitoraggio di macchine automatiche industriali. Il presente lavoro di tesi si inserisce all'interno di un progetto sviluppato in collaborazione sinergica con multinazionali leader nel settore della diagnostica tecnica volta alla manutenzione predittiva e proattiva. In particolare, lo sviluppo e la validazione della soluzione sono stati condotti in un'applicazione pilota su di una macchina riempitrice/tappatrice ad elevata capacità produttiva, presso un importante produttore di birra. Per la determinazione delle criticità impiantistiche, sulle quali concentrare l'attenzione attraverso l'analisi delle vibrazioni, è stata sviluppata un'analisi FMECA a partire dall'elaborazione dei dati di storico guasti. Per ogni punto di misura sono state definite delle soglie d'allarme mirate, costruite sulle frequenze caratteristiche di difetto emerse durante il periodo di studio in remoto dei segnali acquisiti. I difetti individuati nei diagrammi in frequenza, attraverso l'analisi spettrale agli ordini, sono stati poi verificati e convalidati sul campo con il personale tecnico di manutenzione. Si è pertanto dimostrata l'efficacia dell'approccio sviluppato.

Capitolo 1

Introduzione ed obiettivi della tesi

Questo elaborato di tesi si colloca all'interno di un progetto pilota condotto in collaborazione con I-CARE™, multinazionale belga che opera nel settore della manutenzione predittiva e proattiva, e riassume in sé le fasi di studio, sviluppo teorico, validazione ed applicazione presso un cliente finale di un nuovo prodotto per l'on-line condition monitoring in continuo degli impianti industriali. Il progetto pilota, denominato G-TALK PROJECT, consta di una soluzione HW/SW atta alla diagnostica tecnica in continuo di sistemi industriali complessi, attraverso l'ausilio dell'analisi vibrazionale spettrale in ordini ed in bande di frequenza. L'ideazione di tale prodotto nasce dalla pluriennale esperienza di I-Care nel settore della diagnostica tecnica presso diverse realtà industriali in Germania, Belgio, Francia, Italia, Lussemburgo, Polonia e Svizzera per rispondere alla richiesta di una soluzione di diagnostica che permetta di incrementare l'affidabilità produttiva, in soluzioni impiantistiche complesse e difficilmente monitorabili con tecniche "standard"; esigenza palesata da diversi costruttori di macchine automatiche nei settori Food, Beverage e Pharma. L'implementazione del progetto è stata possibile grazie alla collaborazione sinergica (Fig.1.5) con *Emerson Process Management*, partner di I-Care per la componentistica HW, che mi ha assistito nella messa a punto della strumentazione e con *Inspiring-Software* per lo sviluppo dell'interfaccia SW. Dopo una opportuna validazione dell'approccio su un banco prova di laboratorio, l'obiettivo principale è stato quello di validare la metodologia su una macchina sciaquatrice-riempitrice-tappatrice, prodotta da *Sidel* (gruppo *Tetrapak*), in un'impianto pilota presso lo stabilimento di *Birra Peroni* di Padova.

1.1 Obiettivi

Nello specifico gli obiettivi alla base del lavoro di tesi sono essenzialmente i seguenti:

1. Partendo dallo stato dell'arte presente in letteratura e in applicazioni industriali esistenti, dati gli obiettivi specifici di progetto, verificare l'applicabilità di un approccio d'analisi vibrazionale spettrale in continuo su macchine automatiche del settore alimentare.

2. Verificare la possibilità di strutturare una metodologia d'analisi FMECA per la determinazione dei punti critici d'impianto ove agire con tale approccio a partire da una regressione statistica dello storico manutentivo.

3. Individuare una famiglia di moduli HW e SW funzionali a finalizzare il progetto. Configurare e testare il tutto su banco prova.

4. Applicare le tecniche sviluppate su di un progetto pilota e valutare l'efficenza del metodo proposto. Nello specifico ci si propone di caratterizzare il sistema, individuare le fault frequencies, definire delle opportune bande in frequenza e relative soglie d'allarme.

1.1.1 Benefici attesi per i costruttori di macchine

L'implementazione di questo nuovo strumento (Fig.1.1) ha l'ambizione di permettere ai costruttori di macchine di avere una maggiore consapevolezza di come viene condotto l'impianto, sia dal punto di vista del processo (condizioni operative ed ambientali) che del settaggio e della manutenzione (gestione operativa), consentendo nel breve periodo, con l'implementazione della prima fase progettuale, di:

- velocizzare il "tempo di risposta" nella risoluzione delle richieste del cliente (anomalie), grazie alla possibilità d'interrogazione del sistema in remoto per la:
  - visione globale delle informazioni sull'impianto (stato dell'impianto, diagrammi di tendenza, spettri in frequenza e waveform associate);
  - ricezione degli allarmi e l'emissione di report d'analisi vibrazionale spettrale puntuali a fronte della richiesta del cliente;



Figura 1.1: La soluzione G-Talk

- aumentare la conoscenza dei vari componenti dell'impianto (cinematiche, azionamenti, ecc) dal punto di vista del funzionamento cosiddetto "in situ", consentendo una maggiore efficienza progettuale;
- ridurre i requisiti minimi richiesti al manutentore per la risoluzione delle anomalie e per il settaggio degli impianti, consentendo un aumento della disponibilità del proprio "parco" tecnico;

1.2 Contenuti

Il presente lavoro di tesi è organizzato nel seguente modo:

Il SECONDO CAPITOLO viene dedicato ad una estesa panoramica sulle tecnologie oggi disponibili industrialmente per la diagnostica tecnica delle macchine, dalla semplice misura dei parametri di processo all'utilizzo di tecniche ispettive tramite eterodine ad ultrasuoni o tramite termografia ad infrarossi. In apertura a tale capitolo viene aperta una inevitabile parentesi sugli approcci manutentivi adottabili nelle diverse realtà industriali, al fine di evidenziare anche al lettore "non addetto ai lavori" la validità di un approccio manutentivo predittivo in real time così spinto, di derivazione Turbomachinery, anche per un settore "meno ricco" quale quello del Food&Beverage.

Il TERZO CAPITOLO è totalmente dedicato all'analisi vibrazionale, con una prima parte dedicata a richiami sui principi fondamentali della meccanica delle vibrazioni e del trattamento ed elaborazione dei segnali, per proseguire poi con l'applicazione industriale dell'analisi vibrazioni soffermandosi in particolar modo sulla sensoristica oggi disponibile. In tale capitolo viene inoltre richiamata l'analisi vibrazionale globale secondo normativa ISO, presentando caratteristiche e limitazioni rispetto all'analisi spettrale implementata in questo lavoro.

Nel QUARTO CAPITOLO vengono presentate alcune notevoli soluzioni di on-line condition monitoring in continuo e confrontate con la soluzione G-Talk qui presentata, che si avvale di una parametrizzazione delle soglie d'allarme mirata in bande di frequenza e che consente uno studio dettagliato della tipologia e della gravosità di difetto attraverso l'analisi spettrale agli ordini. In tale sezione viene anche presentata l'analisi FMECA sviluppata per la determinazione dei punti di misura ottimali, parte integrante di tale progetto. L'approccio impiegato e sviluppato durante tale progetto pilota viene qui generalizzato e discretizzato.

Il QUINTO CAPITOLO è interamente dedicato all'analisi vibrazionale spettrale basata sull'individuazione delle frequenze caratteristiche di difetto. Tale trattazione racchiude in se lo stato dell'arte disponibile ad oggi su tali tematiche, avvalendosi di articoli accademici, know-how industriale ed esperienza maturata sul campo durante il mio progetto. Per ciascun accadimento di guasto è stata sviluppata una trattazione teorica, comprensiva di

astrazioni degli spettri caratteristici, avvalorata da casi reali raccolti nello storico aziendale e su banco prova in laboratorio durante la validazione della soluzione HW G-Talk.

Infine, il SESTO CAPITOLO è dedicato all'applicazione pilota di tale soluzione sulla riempitrice Sidel presso Birra Peroni Padova. Dopo la presentazione dell'impianto si prosegue con le fasi di definizione dei punti di misura a partire dallo storico guasti, d'installazione e parametrizzazione dei segnali, d'analisi vibrazionale, individuazione delle fault frequencies caratteristiche e definizione delle soglie d'allarme.



Figura 1.2: I-Care

1.3 I-Care

I-Care è una società di ingegneria che fornisce servizi e soluzioni per la manutenzione industriale. Sfruttando i vantaggi delle tecnologie predittive, I-Care propone un approccio unico centrato sulla realizzazione di un beneficio economico per il cliente (metodo dell'audit).

Nata in Belgio nel 2004, I-Care è divenuta partner fidato dei più grossi gruppi industriali, duplicando ogni anno il suo giro d'affari e creando un network di filiali in tutta Europa. I-Care ha stipulato accordi di partnership strategica con società di primaria importanza operanti nell'ambito del Condition Monitoring: Emerson Process Management (USA), Noria (USA) e Wearcheck (Germany). I-Care opera in Italia e all'estero sviluppando ed integrando soluzioni specifiche che consentono al cliente di ridurre i rischi legati all'esercizio degli impianti. I-Care è un partner per l'organizzazione della produzione industriale e per l'outsourcing delle attività di manutenzione predittiva, proattiva e diagnostica. La missione di I-Care è quella di ottimizzare l'efficienza degli impianti (asset optimization) attraverso sistemi di manutenzione all'avanguardia, un miglior impiego delle risorse umane e l'utilizzo delle più moderne metodologie diagnostiche.

Tali risultati vengono perseguiti grazie alle consolidate esperienze nell'analisi vibrazionale, nell'analisi dei lubrificanti, nelle analisi termografiche e ad ultrasuono (Fig.1.4a).

Descrizione dell'azienda

Aumentare la produzione e ridurre i costi di manutenzione dei clienti offrendo i migliori consigli e le migliori tecnologie (Fig.1.4b).

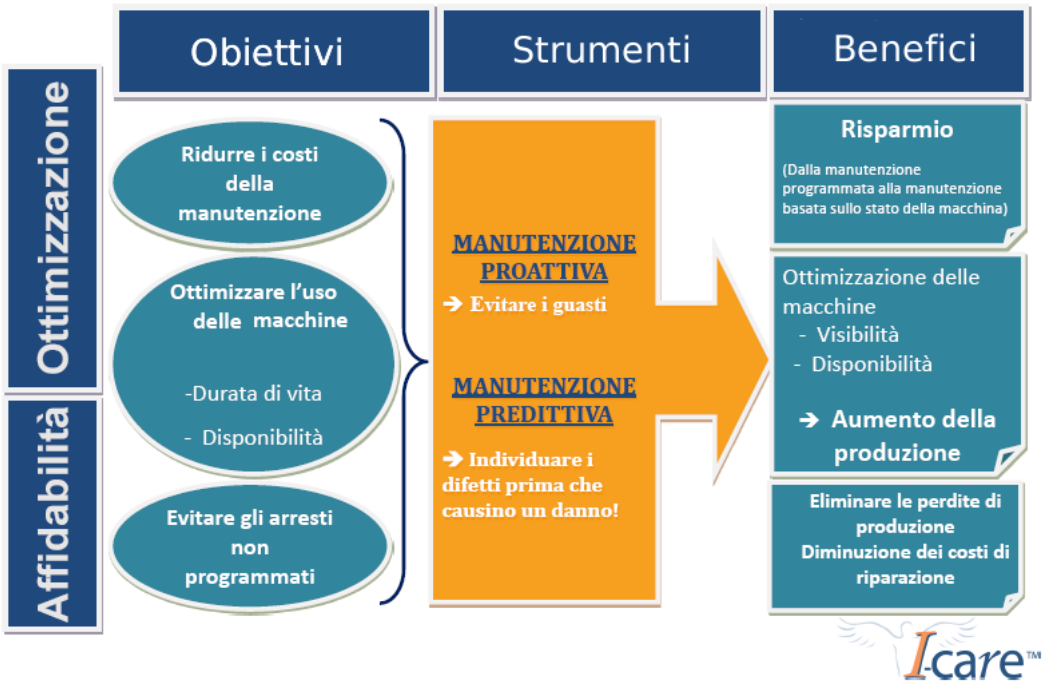


Figura 1.3: I-Care

L'impegno di I-Care al conseguimento di tale obiettivo è garantito attraverso i seguenti punti fondamentali:

1. AFFIDABILITÀ: grazie alla qualità del materiale ed alla formazione continua dei propri ingegneri, I-Care garantisce una diagnosi:

   (a) Completa (individuare tutti i difetti e soltanto i difetti)

   (b) Esatta (individuare le cause esatte del problema)

   (c) Precoce (individuare i difetti con largo anticipo rispetto al verificarsi del guasto per permettere la pianificazione della manutenzione)

2. INDIPENDENZA: non ripara né vende macchine o parti costitutive, così come non effettua alcuna operazione di manutenzione. Quest'indipendenza permette di fornire una diagnosi neutrale, pertinente e basata sulla prestazione. È questa stessa volontà d'indipendenza che fa scegliere il materiale più efficiente disponibile sul mercato.

3. FLESSIBILITÀ: I-Care propone a tutti i clienti di realizzare le analisi direttamente presso il loro stabilimento. Questo modo di procedere permette di effettuare misure complementari, rispondere direttamente alle domande dei responsabili d'impianto e consegnare una relazione chiara e precisa alla fine della visita. I-Care si impegna a parlare in maniera chiara e semplice. Per ogni macchina viene riportato precisamente: AZIONE da prendere e TEMPISTICA da rispettare.

4. KNOW HOW: viene messo a disposizione dei clienti un "know-how" che viene arricchito e sviluppato incessantemente anche attraverso progetti di tesi con diverse università.

Strategia aziendale

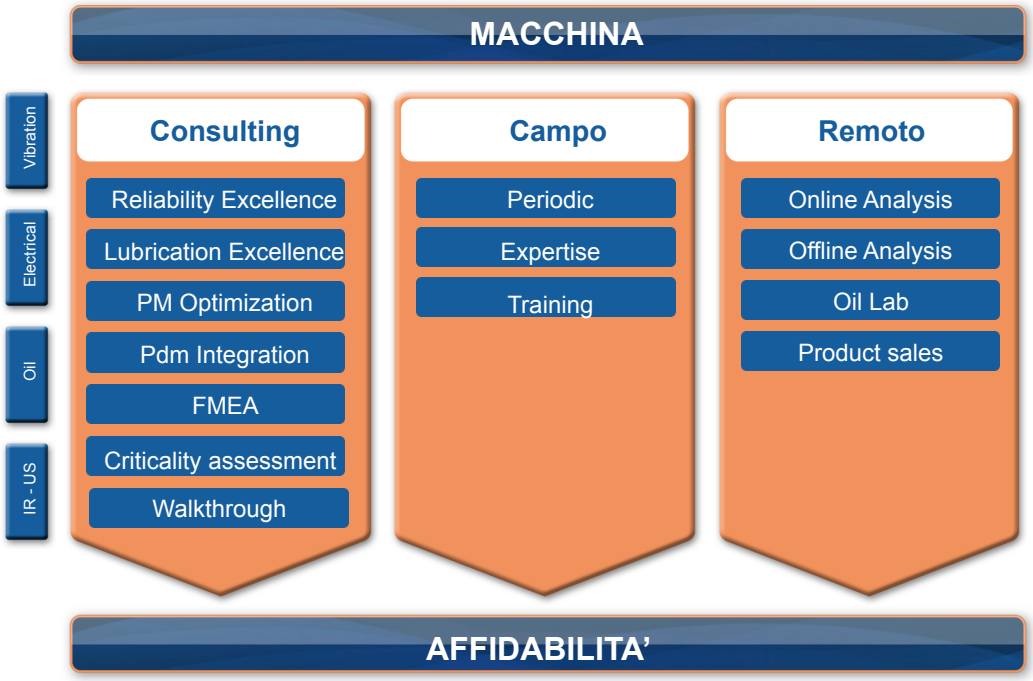
Obiettivi (Fig.1.3):

- Riduzione dei costi d'esercizio e di manutenzione
- Aumento della redditività della produzione attraverso l'aumento della disponibilità delle macchine
- Diagnostica impianti per prevenire le perdite di produzione legate a guasti improvvisi (affidabilità)

Metodo di lavoro:

MANUTENZIONE PROATTIVA Ottimizzazione delle condizioni di funzionamento allo scopo di aumentare la durata di vita delle attrezzature. Ad esempio attraverso il bilanciamento dinamico dei rotori in sito ed attraverso l'allineamento laser di precisione.

MANUTENZIONE PREDITTIVA Diagnostica degli impianti per una progettazione ottimale della manutenzione ed evitare la rottura improvvisa degli apparati industriali. Comunemente detta *Condition Monitoring*, ossia manutenzione basata sulle condizioni della macchina.



(a) Metodo di lavoro



(b) Consulting, Training and Service

Figura 1.4



(a) Emerson Process Management



(b) Inspiring-Software



(c) Birra Peroni



(d) Sidel

Figura 1.5: Partner che hanno concorso allo sviluppo del Progetto G-Talk

Capitolo 2

Tecniche diagnostiche applicate alla manutenzione industriale

La forte evoluzione dell'ambiente industriale negli ultimi anni, caratterizzata da una sempre più sentita globalizzazione e da una stretta competitività, ha indotto profondi cambiamenti nella gestione dei sistemi produttivi. Come diretto risultato la gestione degli impianti, processo che inizia dalla progettazione e termina alla fine della sua vita utile, ha subito profonde mutazioni. La realizzazione di impianti ad elevato contenuto tecnologico è oggi attuata a partire da un numero esiguo di alternative e pertanto la progettazione degli impianti ha perso il suo ruolo di fattore di differenziazione strategico. Rimane invece fondamentale l'efficenza di esercizio, volta al massimizzare la vita utile minimizzando i costi impiantistici e di fermo impianto. Possiamo essenzialmente individuare due aree principali che concorrono all'ottimizzazione del patrimonio impiantistico: l'area tecnologica, che cerca di ottenere il massimo potenziale tecnico degli impianti (velocità operativa, riduzione degli scarti, consumo energetico,...) e l'area della manutenzione, il cui obiettivo è quello di massimizzare la vita utile degli impianti con il minimo costo globale possibile. In tal senso, la manutenzione diventa un *investimento strategico* per la competitività aziendale, superando così la visione, ancor oggi comune, della manutenzione come *spesa inevitabile*. In altre parole tale concetto prende forma concreta nella RELIABILITY ENGINEERING (Ingegneria della manutenzione o dell'affidabilità).

Per rendere possibile questo cambiamento di prospettiva, è necessario superare anche una certa miopia manageriale, che di sovente porta a svalutare il ruolo della manutenzione all'interno del contesto organizzativo dell'azienda. Tale miopia nasce essenzialmente da

due aspetti intrinsecamente legati tra loro, che spesso si ritrovano in molte aziende. Da un lato, il management tipicamente non conosce in maniera sufficiente gli aspetti tecnici e gestionali della manutenzione e la potenzialità produttiva raggiungibile dagli impianti gestiti. Per contro spesso i responsabili di manutenzione sono dotati di una eccellente preparazione tecnica, che non procede però di pari passo con la capacità manageriale. La conseguenza diretta di questo secondo aspetto è una scarsa comprensione del vero ruolo della propria funzione e l'incapacità di far percepire la manutenzione come un *investimento strategico* al top management. La manutenzione rimane perciò relegata al ruolo secondario di prestatore di un servizio specializzato. A rafforzare tale concetto si pensi ad esempio alla differente importanza che viene spesso conferita al responsabile di produzione rispetto a quello di manutenzione, mentre le due funzioni dovrebbero procedere sinergicamente di pari passo per ottimizzare la produzione. Queste difficoltà possono essere superate solo con la formazione continua del personale di manutenzione e la formazione industriale del top management.

Far assumere alla manutenzione il carattere di *investimento strategico* richiede però anche di introdurre una serie di elementi organizzativi e gestionali, quali ad esempio:

- il coinvolgimento della manutenzione sin dal progetto e dalla selezione dei nuovi impianti, per contribuire, sulla base dell'esperienza acquisita nel loro utilizzo, a migliorarne l'affidabilità e la manutenibilità;

- la selezione delle politiche di manutenzione, attraverso la definizione del giusto mix di manutenzione correttiva, preventiva, su condizione e migliorativa, con l'obiettivo di ottimizzare i costi/benefici nell'utilizzazione degli impianti;

- un cultura organizzativa fortemente orientata al miglioramento continuo delle prestazioni, raggiunto attraverso il sistematico ripensamento del progetto degli impianti, grazie alla conoscenza ed esperienza acquisita sul campo; a tal proposito è emblematico il concetto giapponese: "un impianto nuovo si trova nel suo peggior stato di prestazione";

- il coinvolgimento di tutte le altre funzioni aziendali nella conservazione del patrimonio impiantistico, in particolare con la partecipazione degli operatori di produzione;

- il riconoscimento dei ruoli del personale addetto alla manutenzione, affinché le persone di maggior potenziale non lascino tale funzione per cercare la crescita professionale in altri ambiti d'impresa;
- il cambiamento di visione della manutenzione da spesa a investimento strategico, attraverso un'assegnazione di risorse in ottica di pianificazione a lungo termine nella vita utile dell'impianto e non unicamente fissando un limite di budget annuale.

2.1 La manutenzione industriale

La normativa UNI[1] definisce la MANUTENZIONE come:

"La combinazione di tutte le azioni tecniche ed amministrative, incluse le azioni di supervisione, volte a mantenere o riportare un'entità in uno stato in cui possa eseguire la funzione richiesta".

La funzione di manutenzione esprime quindi una necessità intrinseca e inscindibile per ogni tipo di processo produttivo, rivelandosi indispensabile per assicurare la disponibilità dei macchinari e la sicurezza di persone e beni. Inoltre una corretta ed efficiente gestione della manutenzione può rappresentare a tutti gli effetti un mezzo per ridurre i costi ed incrementare la qualità dei prodotti e quindi la competitività dell'azienda. Per queste ragioni la manutenzione vive oggi una reale mutazione a livelli organizzativi sia di tipo umano che tecnologico, assumendo un'importanza sempre crescente all'interno delle funzioni aziendali, passando da semplice appendice della funzione produzione, generatrice di costi inevitabili, a strumento di competitività, considerata come centro di profitto a tutti gli effetti.

Un GUASTO è un fenomeno che, come riportato nella norma, consiste nella cessazione dell'attitudine di una entità a eseguire la funzione richiesta. La manutenzione delle macchina ha quindi due scopi principali:

- Riparare i guasti
- Impedire la loro insorgenza

La manutenzione preventiva riguarda quest'ultimo aspetto, mentre la manutenzione correttiva provvede alla riparazione dei guasti già in atto. Per entrambe comunque l'obiettivo da

[1] Rif. UNI 9910.

perseguire è ridurre l'indisponibilità accidentale o sistematica che si manifesta quando gli apparati sono soggetti, durante la produzione, a usura, a fatica, a corrosione e in generale quando i meccanismi invecchiano e si degradano. Da tali premesse emerge dunque anche il terzo grande obiettivo che la manutenzione odierna si propone: la generazione di reddito. Ossia perseguire continuamente la produzione ottimale al minor costo impiantistico possibile.

Vedremo in dettaglio in questo capitolo le principali politiche manutentive adottabili in industria volte al raggiungimento dei suddetti target, prima di convergere al cuore dell'elaborato ove verrà trattata una soluzione innovativa per la smart maintenance di impianti ad elevata produttività.

2.1.1 Evoluzione della manutenzione

Analizzando la storia si può notare che i problemi relativi alla manutenzione in campo produttivo erano già presenti nelle vecchie botteghe artigiane [Zoppoli (2009)]. L'artigiano si trovava ad essere l'unico autore del prodotto, garantendone e controllandone qualità e conservazione, mantenendo inoltre tutto il know-how riguardante la realizzazione del prodotto stesso. Quell'artigiano compiva anche implicitamente il controllo di qualità e anche, tutte le azioni di manutenzione delle proprie attrezzature necessarie per il loro mantenimento in un buono stato. All'epoca manifatturiera seguì la rivoluzione industriale, che portò a focalizzare l'attenzione della produzione sulla dimensione quantitativa. Si introdussero metodi di meccanizzazione e parcellizzazione del lavoro, che fu organizzato "scientificamente" secondo i criteri esposti da Taylor e applicati in maniera rigida ed esaustiva nelle fabbriche di Henry Ford. Con la diffusione del "taylorismo-fordismo" andò sempre più scomparendo l'identità artigianale "prodotto = qualità", e con essa i conseguenti interventi manutentivi di carattere artigianale. Il ciclo produttivo portò alla nascita di nuove figure professionali, alcune totalmente nuove, come per esempio: i progettisti, i programmatori, gli addetti alle varie fasi specialistiche della produzione, i controllori dei tempi, dei metodi, della qualità, ecc... Per quanto riguarda l'utilizzo vero e proprio del prodotto e della sua conservazione nel tempo emergeva, ma questa volta in maniera esplicita, la figura professionale del manutentore. Ecco dunque che l'esistenza della manutenzione in forma esplicita si intreccia, ancora e direttamente, a quella della qualità. Inizialmente il controllo qualità era eseguito solo sul prodotto finale, utilizzando spesso metodologie statistiche di tipo distruttivo allun-

gando conseguentemente la catena tayloristica di produzione. Infatti, il controllo a posteriori basato sulle leggi probabilistiche dei grandi numeri era costoso perché richiedeva di scartare definitivamente i prodotti ritenuti qualitativamente non accettabili, e in ogni caso era poco utile quanto a possibili interventi di adeguamento mentre il ciclo produttivo era ancora in atto. Fu alla fine degli anni cinquanta che incominciò a cambiare la concezione dell'organizzazione produttiva, finalizzata al recupero dell'individualità dei collaboratori e con essa la loro motivazione, la loro attenzione, la loro professionalità. È in questo momento che nascono nuove tecniche, come quella del "Just in Time" e dell'informatizzazione e robotizzazione dei cicli di produzione attraverso le quali si sviluppò la "Lean Production" e una più ampia flessibilità produttiva. Oggi il controllo di qualità anziché riguardare il prodotto in modo diretto si è spostato su tutto il processo e quindi tutte le fasi produttive, con una responsabilizzazione piena degli operatori addetti e quindi dell'individuo che diviene il protagonista assoluto del processo. Contemporaneamente si amplia anche il ciclo produttivo, che tende ad estendersi ai rapporti con i clienti utilizzatori dei prodotti per consentire la migliore utilizzazione. Nel mercato si afferma sempre più la concezione che il prodotto è prima di tutto un servizio con l'obiettivo del mantenimento della qualità anche durante il vero e proprio uso. A questo punto nasce l'esigenza, adesso in modo esplicito, di un processo manutentivo strettamente legato a quello produttivo e per questo strutturato con caratteristiche di vera e propria scienza. Oggi, infatti, nell'era dell'informatica e della conoscenza, la manutenzione diventa fenomeno organizzativo esplicito che è affrontato con le metodologie proprie del sapere scientifico. Come tale si caratterizza attraverso quella conoscenza che proviene, dall'esperienza maturata operando sul campo e, quindi, come informazione da trasformare in formazione continua non soltanto per gli addetti ai lavori, ma anche per gli utenti utilizzatori dei beni da conservare. Le accresciute capacità di archiviare dati, e quindi di accumulare conoscenza, diventano anche la premessa per una migliore programmazione delle attività manutentive e per il conseguente controllo esecutivo in grado di assicurare qualità, sicurezza e perciò affidabilità, da conservare attraverso l'utilizzo costante di informazione e formazione. La manutenzione è storicamente riuscita a rimanere fuori dai rigori di leggi scientifiche e dell'organizzazione. Oggi, con il ricorso a nuove tecnologie e in particolare grazie all'informatica distribuita, sta sempre più avviandosi verso un'organizzazione ben preparata, profonda delle abitudini e dei metodi. La nuova direzione della manutenzione è evidenziata dal fatto che non è più subita come male necessario e non è più legata essenzialmente ai guasti. Al contrario, la manutenzione è ora

integrata nella progettazione fin dallo stadio della concezione, allo stesso titolo della qualità. L'evoluzione delle caratteristiche essenziali dei materiali è seguita durante tutta la vita delle apparecchiature. Qualità e manutenzione sono divenute due nozioni indissociabili e complementari, che poggiano, in parte, su basi comuni. Occorre quindi, prevedere i guasti in modo da poterne minimizzare le conseguenze. Bisogna dunque basare le operazioni di manutenzione sulle indicazioni di strumenti di misura che ci informano in anticipo sull'evoluzione del sistema e ci permettono di prevedere il momento in cui l'intervento diventa necessario. Si passa così progressivamente, ma in modo irreversibile, dalla manutenzione correttiva, che interviene dopo il guasto, alla manutenzione preventiva che era dapprima sistematica, cioè eseguita seguendo uno scadenzario e dunque cieca, e che ora è su condizione o predittiva e tiene conto delle informazioni fornite da strumenti sullo stato di certe caratteristiche o sull'evoluzione di certi sintomi di degrado. Infine si osserva lo sviluppo e l'affermazione di una vera e propria ingegneria della manutenzione che permette di riadattare gli apparecchi obsoleti completandone la strumentazione al fine di renderle affidabili grazie al controllo dell'evoluzione dei più caratteristici sintomi di degrado. Tali operazioni permettono, evitando nuovi investimenti, di diminuire i costi di fabbricazione.

2.1.2 Storia delle politiche manutentive

In principio la manutenzione consisteva essenzialmente nella ricerca guasti e conseguente riparazione, corrispondente prossima all'attuale MANUTENZIONE CORRETTIVA. Operazioni come ingrassaggio e lubrificazione rappresentavano l'inizio della manutenzione preventiva, che si sviluppò velocemente, soprattutto in realtà dove era in gioco la sicurezza delle persone, come per le imprese di trasporto, dove furono introdotti dei controlli sistematici rigorosi. Ad esempio per gli aerei da trasporto furono stabilite revisioni periodiche legate al numero di ore di volo effettuate, eventualmente supportate da considerazioni statistiche fondate sulla meccanica della frattura. La MANUTENZIONE PREVENTIVA, che consiste dunque in interventi periodici, rispondeva quindi al *meglio prevenire che curare* , e si adattava bene ad attrezzature elettromeccaniche e meccaniche, in cui la maggior parte dei guasti erano dovuti all'usura, e quindi prevedibili. In seguito si cercò di ottimizzare anche in modo empirico la frequenza degli interventi sistematici, tenuto conto dello stato in cui si trovava l'attrezzatura al momento dello smontaggio, a differenza di quanto avveniva prima, con organizzazione e pianificazione degli interventi periodici fissati a priori. In se-

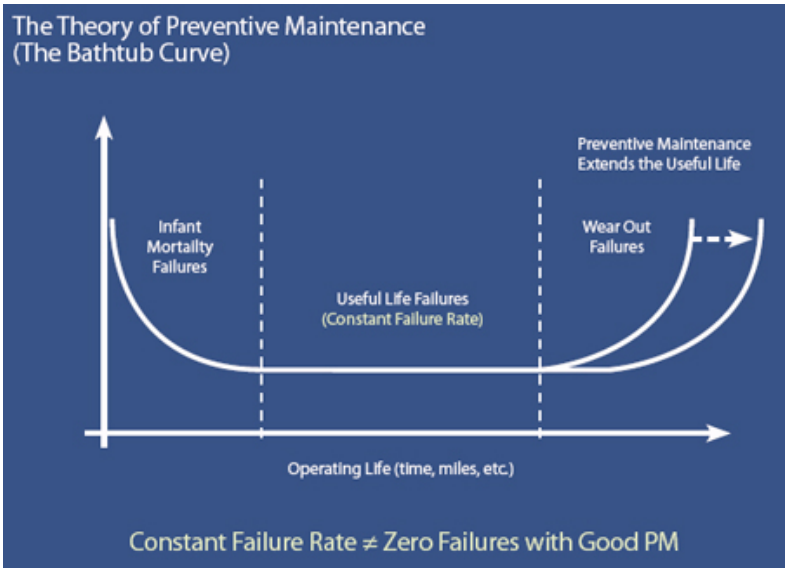


Figura 2.1: Andamento del tasso di guasto nel tempo

guito furono messi a punto mezzi rigorosi della sostituzione preventiva sistematica. Delle tabelle di analisi costo/beneficio indicavano le condizioni ottime di sostituzione preventiva sistematica, a partire dal rapporto P/p tra il costo totale P di un'avaria e il costo p di sostituzione preventiva. Tuttavia la legge di Weibull, il cui impiego si è in seguito sviluppato, si adatta meglio per rappresentare le leggi di avaria. Con lo sviluppo dell'elettronica si è poi constatato che numerosi componenti presentavano un tasso di guasto $\lambda(t)$ pressoché costante nel tempo, una volta passato il periodo degli eventuali difetti di giovinezza.

Come visibile in Figura 2.1, è rappresentato l'andamento del tasso di guasto nel tempo per generiche componenti meccaniche, spesso nel gergo industriale definita come *curva a vasca da bagno*. E' ben individuabile una zona a tasso di guasto costante nel tempo, detta vita utile del componente, subito a valle della zona di mortalità infantile. Al tempo stesso, lo smontaggio di alcune parti poteva essere controproducente, ad esempio lo smontaggio dell'attrezzatura idraulica degli aerei poteva costituire una causa di avaria, per l'introduzione di impurità nei circuiti. E' parso quindi preferibile, in alcuni casi, sorvegliare il buono stato degli elementi che potevano essere oggetto di guasti dannosi, per intervenire solo a ragion veduta, qualora si fosse prodotto un inizio di avaria. Questa politica costituisce la MANUTENZIONE SECONDO CONDIZIONE, che è quindi una manutenzione preventiva subordinata però ad un tipo di avvenimento predeterminato, come un'autodiagnosi, infor-

mazioni da un rilevatore, misura di un consumo. Può infatti risultare molto vantaggioso rimpiazzare certi elementi il più tardi possibile, quando cominciano a subire un degrado progressivo, piuttosto che in maniera sistematica, dopo una durata di vita relativamente corta. In particolare per fenomeni di degrado lenti e progressivi, di cui si può seguire l'evoluzione, la manutenzione secondo condizione presenta anche un aspetto predittivo. Diventa infatti possibile prevedere la data fino a cui l'evoluzione del degrado constatato resta entro limiti accettabili, e così organizzare al meglio l'intervento manutentivo. E' proprio lo sviluppo di mezzi di controllo non distruttivi e di strumenti di misura di segnali deboli che ha permesso di sviluppare la manutenzione secondo condizione, fino alla sua forma più evoluta, che fa ricorso all'elaboratore per registrare diagnosi, controlli ed allarmi.

Nell'attuale realtà industriale le politiche manutentive possono pertanto essere raggruppate in quattro categorie principali:

1. Reattiva, "a guasto" o correttiva;
2. Preventiva, ciclica o pianificata;
3. Predittiva (CBM – Condition Based Maintenance);
4. Migliorativa o proattiva: identificazione delle cause di guasto e riprogettazione per rimuoverle.

In figura 2.2 è possibile vedere indicativamente la distribuzione nel secondo semestre 2003 di tali 4 filosofie manutentive nel panorama italiano [I-Care (2006)]. A titolo informativo si consideri che tale scenario, considerando il panorama industriale del centro-nord europa ed oltreoceano, ove la filosofia predittiva e di best practice manutentivo ha trovato miglior terreno in cui germogliare e crescere, risulterà del tutto differente. Ciò nonostante, in questi anni, anche in Italia inizia a diffondersi sempre più la filosofia della manutenzione centrata all'affidabilità (RCM-Reliability Centered Maintenance) focalizzata alla predizione alla rimozione delle cause di guasto più critiche degli impianti, anche nelle imprese di media dimensione.

Se un programma di manutenzione ha successo o meno lo si può valutare in termini di quanto riesca a prevenire i guasti agli impianti, determinando così un incremento della disponibilità degli stessi, oltre che della sicurezza. L'attività manutentiva, i suoi costi, la sua efficacia e la sua efficienza in ogni tipo d'impianto dipendono dalla corretta integrazione



Figura 2.2: Politiche manutentive industriali - [I-Care (2006)]

di queste quattro attività, a differenza di ciò che accadeva storicamente, e spesso purtroppo accade ancora oggi in molte realtà aziendali, dove l'unica politica adottata è quella reattiva (manutenzione a guasto). Nei paragrafi successivi le quattro politiche prima elencate saranno esaminate più in dettaglio.

2.1.3 Politiche di manutenzione

Passiamo ora ad analizzare più in dettaglio le quattro diverse politiche manutentive che rappresentano i tasselli fondamentali per l'implementazione di una qualsiasi "filosofia" superiore di un qualsiasi sistema di manutenzione:

1. MANUTENZIONE CORRETTIVA
2. MANUTENZIONE PREVENTIVA
3. MANUTENZIONE PREDITTIVA
4. MANUTENZIONE PROATTIVA

2.1.3.1 La manutenzione correttiva

Con questo tipo di manutenzione si intende la MANUTENZIONE A ROTTURA, le riparazioni e le strategie di sostituzione solo dopo il verificarsi del guasto (Run-to-Failure Maintenance). La manutenzione a rottura interviene nel momento in cui accade un guasto, o la parte perviene al completamento del suo ciclo di vita utile, in altre parole si permette ad una macchina di operare fino a che non si rompe senza fare nessun tipo di manutenzione preventiva. Tale sistema è usato se:

1. la possibile manutenzione da applicare è troppo costosa, perciò diventa più economico ripararla quando si rompe
2. il numero dei guasti che potrebbero occorrere è talmente basso che è preferibile stabilire altre priorità
3. il malfunzionamento non influisce significativamente sulla produzione o genera perdite finanziarie limitate esclusivamente ai bassi costi di riparazione.

Il principale aspetto negativo di questo sistema è costituito dai guasti inaspettati, non previsti. Spesso infatti non sono disponibili in magazzino parti di ricambio ed i tempi di approvvigionamento sono molto lunghi per cui si è costretti a pagare un premio aggiuntivo. I materiali possono essere ordinati costantemente in stock maggiori, anche se il loro utilizzo non è previsto, con conseguenti maggiori costi ed un'inefficiente gestione del magazzino. Inoltre tale approccio tollera chiaramente fermi impianto non pianificati, cosa che

in molti casi comporta elevati costi manutentivi per l'intervento in emergenza e significativi costi di mancata produzione. Tuttavia esistono dei casi in cui l'utilizzo di tale sistema di manutenzione può essere ottimale, qualora ciò fosse evidenziato dai risultati dell'analisi di criticità tipica della RCM.

2.1.3.2 La manutenzione preventiva

La MANUTENZIONE PREVENTIVA è definita come la *"manutenzione eseguita a intervalli predeterminati o in accordo a criteri prescritti e volta a ridurre le probabilità di guasto o la degradazione del funzionamento di un'entità"*[2].

La politica preventiva si basa quindi sulla sostituzione programmata di un determinato componente della macchina ancora perfettamente funzionante, con uno nuovo, in modo tale da prevenirne il cedimento incontrollato. La programmabilità dell'intervento consente una maggiore organizzazione del lavoro di manutenzione e garantisce la possibilità di gestire la fermata della macchina nella maniera più conveniente. All'interno della manutenzione preventiva, in base alla determinazione degli intervalli di tempo predeterminati e alla definizione dei criteri prescritti, si possono distinguere almeno tre tecniche manutentive:

- la manutenzione programmata statica
- la manutenzione programmata dinamica
- la manutenzione su condizione

Per quanto riguarda la manutenzione su condizione questa è da considerarsi una particolare tipologia di manutenzione preventiva, in quanto il componente viene sostituito prima che termini la sua vita utile, in cui le sostituzioni non sono programmate bensì decise sulla base della rilevazione di alcuni parametri del componente o del macchinario. Date le particolari caratteristiche di questa tipologia di manutenzione e data la particolare implementazione in una soluzione HW/SW di real time condition monitoring esplicata in questo elaborato, maggiori dettagli saranno forniti nei prossimi paragrafi. Per quanto riguarda invece le altre due politiche manutentive di manutenzione preventiva si tratta in entrambi i casi di manutenzione preventiva-programmata, cioè decisa in base al tempo, su base statistica.

[2] norma UNI 9910

Nella *programmazione statica* gli intervalli e i criteri prescritti di intervento sono generalmente fissati per tutta la vita utile del componente o della macchina. Un esempio pratico può essere la sostituzione delle candele di un'automobile la cui cadenza chilometrica è specificata dal costruttore ed è da ritenersi valida per tutta la vita utile dell'automobile.

Nella *manutenzione programmata dinamica* gli intervalli sostitutivi sono determinati in genere in base alla storia della macchina stessa. La rilevazione del MTBF, tempo medio tra due guasti che spesso è funzione delle modalità con cui la macchina viene utilizzata, consente di redigere dei calendari di intervento preventivo basati su una determinata probabilità che il guasto non si manifesti nell'arco di tempo che intercorre tra due sostituzioni successive. Appare quindi chiaro che la manutenzione preventiva-programmata, per quanto finora visto, è efficace sia in termini economici che di riduzione della indisponibilità della macchina quando il guasto presenta una certa regolarità di accadimento. Tuttavia ad un guasto che sia difficile da prevedere non è conveniente applicare tecniche di manutenzione programmata in quanto si rischia, si è in una condizione di falso sentore di sicurezza. Nella maggioranza dei casi questo sistema di manutenzione è composto da attività giornaliere, regolarmente organizzate, come ispezioni, regolazioni, pulizie, lubrificazione, sostituzioni minori, riparazioni di componenti, e tutte quelle azioni atte a prevenire guasti improvvisi e problemi al processo produttivo, e ridurne la severità e la frequenza.

Nella manutenzione preventiva programma gli interventi manutentivi possono essere decisi sia sulla base di un calendario, o altrimenti in base alle ore effettive di lavoro o al numero di cicli di lavoro di un componente. Appare evidente come queste due metodologie applicative di questa politica manutentiva abbiano risolto in maniera opposta il trade-off tra sfruttamento della vita utile del componente ed organizzazione e pianificazione delle attività. Nel caso gli interventi siano decisi sulla base di un calendario appare evidente come sia possibile con largo anticipo programmare le attività manutentiva, organizzare il personale, predisporre le attrezzature e strumentazioni necessarie e reperire per tempo i pezzi che si vogliono sostituire. Tuttavia non sempre è detto che il componente sia arrivato al limite della sua vita utile in quanto la macchina può aver lavorato di più o di meno nell'intervallo temporale definito. Nel secondo caso invece appare chiaro come la decisione di effettuare la sostituzione del componente sia intimamente legata alle lavorazioni da esso compiute e quindi si abbiano maggiori probabilità che si vada a sostituire il componente solo in prossimità del termine della sua vita utile. Tuttavia in questi casi non è possibile prevedere con esattezza e con largo anticipo la data in cui si andrà a sostituire un determinato componen-

te. Per effettuare questo tipo di considerazione è necessario comunque conoscere il tasso di guasto di un componente, o il suo inverso MTTF (Mean time to failure): tuttavia questi dati spesso non sono disponibili o sono calcolati solo per pochi componenti. Gli obiettivi degli interventi di manutenzione preventiva sono rappresentati dalla conoscenza della condizione delle macchine e dallo studio accurato dell'andamento dei guasti per predire lo stato di salute delle apparecchiature. Possono essere utilizzate varie tecniche, tra cui:

1. anticipare il guasto utilizzando l'esperienza: per alcuni componenti o apparecchiature la storia dei guasti o l'esperienza del personale consente di poter prevedere il verificarsi del guasto, che quindi è legato al tempo;

2. utilizzare una distribuzione statistica dei guasti: utilizzando dei dati statistici, come la distribuzione di Weibull, si possono determinare la periodicità, distribuzione e probabilità che un guasto occorra;

3. conservare le informazioni ottenute: la mancanza di informazioni sui componenti è spesso un problema, ma dopo aver programmato ed effettuato gli interventi previsti è bene conservare i dati ottenuti. Questi dati permetteranno di conoscere meglio le macchine e la loro storia, permettendo così una programmazione degli interventi futuri più facile ed efficiente.

2.1.3.3 La manutenzione secondo condizione

Mantenendo sempre il parallelo con il campo automobilistico fatto in precedenza per la manutenzione preventiva illustreremo in maniera semplice il concetto di MANUTENZIONE SU CONDIZIONE. Per quanto riguarda la sostituzione delle pastiglie dei freni appare ovvio che una politica di sostituzione programmata non appare praticabile dal punto di vista della convenienza economica, si potrebbe decidere di sostituire un componente ancora in "salute" e dall'elevato valore economico. Tantomeno appare praticabile la strada della manutenzione correttiva di aspettare il mancato funzionamento delle pastiglie stesse. La soluzione generalmente adottata è quella di constatarne le condizioni di usura e prendere la decisione se cambiarle o meno: si fa quindi una manutenzione su condizione. I programmi manutentivi si traducono spesso in regolari interventi di smontaggio, sostituzione rimontaggio dei componenti. Revisioni non necessarie di macchine, intese a prevenire guasti futuri, possono talvolta provocare guasti indotti e un danno economico maggiore rispetto

al permettere che la macchina funzioni fino a rottura. La strategia di monitoraggio della condizione, effettuata mediante verifiche ispettive periodiche non invasive, tende quindi ad individuare lo stato di un componente che potenzialmente potrebbe provocare un guasto. In un'ottica di manutenzione sempre più integrata e allo scopo di distanziare ulteriormente i periodo tra due grandi revisioni, il piano di ispezioni sullo stato di una macchina o di un suo determinato componente è spesso vantaggiosamente correlato ad un programma di manutenzione programmata dinamica, ma spesso necessita anche di un elevato grado di addestramento del personale esecutore nel riconoscimento dell'anomalia.

La manutenzione predittiva chiaramente ha un costo, in termini di tecnologia e competenze necessarie ad operare le rotte ispettive e a redigere una corretta diagnosi dello stato di salute della macchina. D'altro canto, diversi sono i benefici che giustificano e rendono vincente l'applicazione della manutenzione predittiva su molte tipologie di macchine:

1. riduzione delle fermate per guasto;
2. riduzione dei tempi di riparazione;
3. aumento della disponibilità operativa delle macchine ;
4. sfruttamento ottimale dei componenti secondo la loro vita utile;
5. limitazione delle derive qualitative (manutenzione della qualità);
6. riduzione della quantità e della gravità dei guasti di esercizio;
7. ottimizzazione della ricambistica.

La manutenzione predittiva manutenzione predittiva non è dunque operata ad intervalli temporali fissati su base statistica, ma è eseguita con controlli periodici o continui sulla base dell'effettivo stato di salute della macchina. Tutto ciò basa sul principio di fondo che ciascuna macchina sa

Possiamo quindi dire che, giustificata da una opportuna analisi costo/beneficio, la manutenzione predittiva consente di sfruttare appieno la vita utile del componente in condizioni di reale sicurezza, garantendo poi un opportuno preavviso di anomalia tale da permettere l'ottimizzazione degli interventi.



Figura 2.3: Approcci manutentivi: Esempio applicativo nel settore automotive

2.1.3.4 La manutenzione proattiva

La MANUTENZIONE PROATTIVA è il culmine degli altri sistemi di manutenzione esaminati. La manutenzione proattiva migliora in modo continuato lo stato manutentivo del sistema nel suo complesso; attraverso una migliore progettazione, migliori procedure, migliore organizzazione del lavoro, ecc... Questi risultati sono raggiunti attraverso una continua collaborazione e comunicazione con il reparto progettazione, al fine di migliorare così le macchine e i sistemi ed eliminare gli errori fatti in passato, mediante una continua ed attenta analisi dei dati raccolti, prevenendo i guasti e limitando le attività di manutenzione, con un conseguente risparmio sui costi sostenuti. Sarà pertanto proprio una corretta integrazione di queste quattro politiche, valutata in base a risultati e valutazioni scaturite dall'applicazione della RCM, a garantire il miglioramento della gestione della manutenzione, in termini di crescita di disponibilità, sicurezza degli impianti, e in termini di abbattimento di costi diretti e indiretti.

La manutenzione proattiva, detta molto spesso manutenzione migliorativa appunto per quanto appena riportato, è dunque considerabile come l'assieme sinergico di manutenzione predittiva e tutta una serie di *best practices* manutentive. Tale approccio moderno alla manutenzione trova il suo culmine nella TPM (Total Productive Maintenance), ove tutte le funzioni aziendali, dall'operatore all'high management, sono coinvolti nel miglioramento continuo degli impianti alla ricerca dell'ottimo produttivo e affidabilistico. Gli obiettivi focali di tale approccio sono in linea di principio l'ottenimento di sistemi a "zero guasti", "zero difetti" e "zero incidenti".

2.2 La diagnostica tecnica

La diagnostica tecnica è lo strumento più evoluto a disposizione della manutenzione per la prevenzione dei guasti, ed è la colonna portante di una politica manutentiva su condizione. La base della diagnostica è il controllo (o monitoraggio) di un segnale indicatore dello *stato di salute* dell'entità sotto osservazione. Tale segnale può essere acquisito ed elaborato con diverse modalità:

- il segnale viene percepito dall'operatore conducente l'entità;
- l'osservazione visiva sistematica del segnale viene fatta da specialisti di manutenzione;
- la misura del segnale viene eseguita con il supporto di strumentazioni o metodologie di diagnostica tecnica.

L'attività ispettiva e di diagnostica tecnica sono il fondamento di una corretta politica manutentiva: analisi di settore evidenziano infatti che dal 50% all'80% della manutenzione (secondo le tipologie di impianto) possa essere fatta in processi ingegnerizzati con politiche predittive [Furlanetto (2010)]. I sistemi di monitoraggio e diagnostica non invasivi, costituiti da tutto il complesso di esami, prove e rilievi che non alterano la funzionalità del componente e che non richiedono la sua distruzione, spesso permettono di eseguire controlli in esercizio, seguendo periodicamente, e talvolta anche in maniera continua, l'evolversi della vita dell'entità sotto esame. Permettendo così di intervenire con la riparazione o la sostituzione solo qualora si manifestino segnali critici di degrado.

Ci si propone di presentare nei paragrafi a seguire le principali tecnologie di diagnostica tecnica odiernamente disponibili industrialmente, focalizzando l'attenzione su pregi e svantaggi di ciascuna di esse. Si tenga presente che, come per la scelta del miglior piano manutentivo, non esiste una tecnologia di monitoraggio predittivo a priori superiore alle altre e si deve di volta in volta indirizzare la scelta in base ai segnali di degrado evidenziati dalla tipologia di macchina considerata.

Tecnologia e grado di predizione Prima di prendere in rassegna gli strumenti e le varie tecnologie disponibili per attuare una politica manutentiva su condizione, si ritiene utile porre al lettore un quesito apparentemente contraddittorio e contrario agli intenti di questo elaborato:

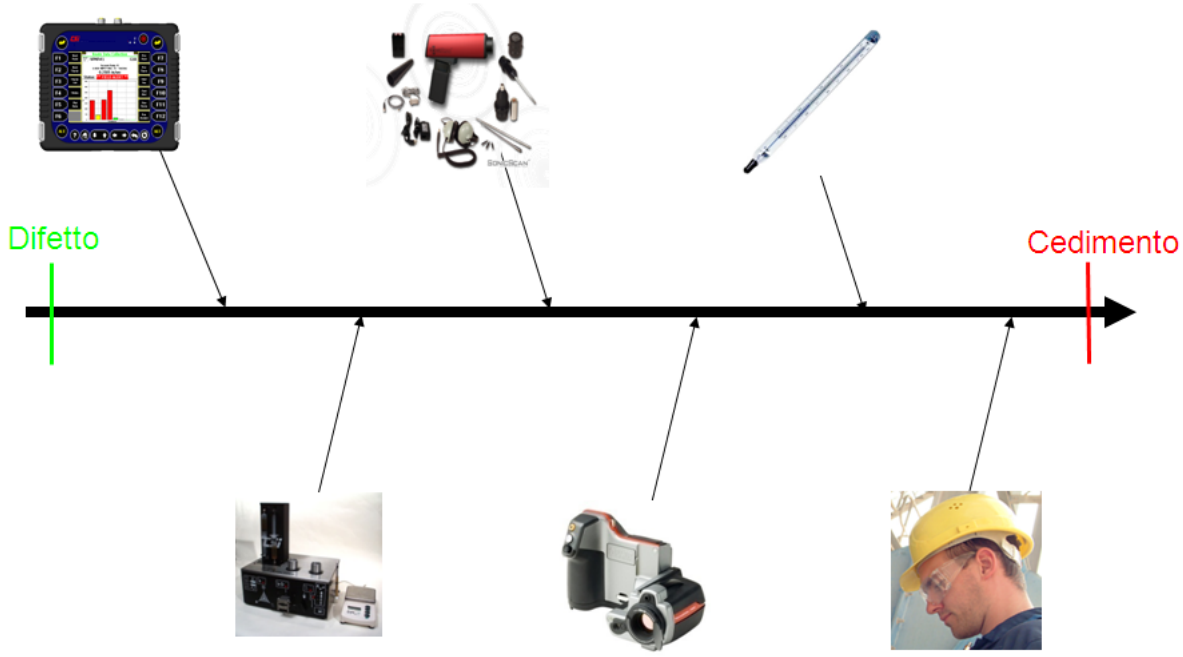


Figura 2.4: Grado di preavviso delle tecnologie di manutenzione predittiva (su generici impianti meccanici) - [I-Care (2008)]

Perché spendere in tecnologie di predizione complesse, spesso coinvolgendo terzisti specializzati, quando i manutentori interni da anni conoscono la macchina e sono in grado di sentire "ad orecchio" quando la macchina richiede il loro intervento?

Tale quesito pare di primo acchito spiazzare chiunque si appresti per la prima volta a conoscere la manutenzione predittiva, e talvolta è la prima obiezione mossa dai tecnici manutentivi di vecchia concezione in azienda. La risposta è più semplice di quanto si pensi. Sicuramente un buon operatore formato da anni di lavoro a contatto delle proprie macchine avrà affinato una sensibilità ed una attenzione tale da permettergli di apprezzare una variazione dello stato di salute dell'impianto. La cosa che però distingue fortemente un approccio di diagnostica "ad orecchio" dall'impiego ingegneristico di tecnologie di detenzione predittiva è il PERIODO DI PREAVVISO di una incipiente condizione di avaria.

Si consideri quale esempio esplicativo quanto riportato in figura 2.4. Si evince chiaramente quanto appena riportato, ossia che anche un orecchio esperto costituisce una tecnica di detenzione di difettosità di un generico impianto meccanico, essendo questo per natura caratterizzato dal fatto di emettere un segnale sonoro nel campo dell'udibile in presenza di

incipiente cedimento. Il periodo di preavviso per la pianificazione dell'intervento è però fortemente ridotto e a rigor di termini ci si troverà a lavorare a tutti gli effetti in politica correttiva più che predittiva. Non molto diverso è il caso del monitoring della temperatura, che nel caso di un supporto meccanico generico subirà un forte gradiente in prossimità dell'accadimento del guasto. Analogo ragionamento si applica alla termografia ad infrarossi, decisamente poco utile, nonostante molti abili commerciali continuino ad elogiarne le proprietà, nel monitoring di elementi meccanici. Si stima da applicazioni industriali un livello di predizione di circa $15 \div 20$ giorni su componentistica meccanica [I-Care (2006)]. Proseguendo nella timeline e allontanandoci dall'accadimento del guasto troviamo l'impiego dell'analisi ad ultrasuoni, molto valida soprattutto nel monitoring del piping, ma sicuramente non la miglior tecnica in termini di preavviso su treni macchina industriali. Quindi l'analisi tribologica dei lubrificanti, sicuramente tra le migliori metodologie diagnostiche, anche se attualmente nella realtà industriale italiana viene soventemente trascurata. Tale tecnica permette di diagnosticare con largo anticipo anomalie funzionali su cuscinetti e supporti, permettendo una buona pianificazione dell'intervento. Infine ritroviamo l'analisi vibrazionale, la tecnologia di punta nel campo predittivo ed anche la più articolata e tecnica. Avremo modo di approfondire nei prossimi capitoli nel dettaglio tale analisi, in continua evoluzione e miglioramento. Ci limitiamo in questa sede ad anticipare che attraverso un'accorta analisi spettrale delle vibrazioni si riesce ad ottenere un periodo di predizione di $4 \div 5$ mesi sulla maggior parte delle soluzioni impiantistiche industriali. Anche tale valore deriva dall'applicazione e dalla pluriennale esperienza sul campo di tale tecnologia di manutenzione predittiva [I-Care (2008)].

2.2.1 Misure dei parametri di processo

Ciascun elemento di processo presente in industria, durante il normale funzionamento, evidenzierà valori nominali di tutta una serie di grandezze fisiche. Al progredire della vita utile ed al variare del regime dell'impianto si presenteranno variazioni spesso molto sensibili di tali parametri di processo. E' consuetudine industriale monitorare in tempo reale tali valori di processo, al fine di valutare ed individuare problematiche di lavorazione. Tipicamente il singolo valore in sé non è di grande utilità per predire una difettosità incipiente, quel che invece può aiutare nella prevenzione del guasto è il trending nel tempo di tali parametri. Solitamente tali misure sono disponibili direttamente nel PLC a bordo

macchina, spesso direttamente con diagrammata la loro evoluzione nel tempo. Esempi comuni di parametri di processo sono misure di temperatura, pressione o flusso. Si vuole ribadire comunque il fatto che tali valori devono essere letti ed impiegati a fini di manutenzione predittiva con forte senso critico, facendo attenzione a non considerare variazioni di processo come anomalie. Cercheremo qui a seguire di riassumere i principali trasduttori impiegati nella pratica comune industriale per monitorare tali grandezze.

A seguire vengono riportati dei richiami sui principali strumenti per la misura delle grandezze tipiche di processo, per ulteriori approfondimenti sul tema si rimanda alla bibliografia dedicata [Acciani (2004), Avizzano (2009), Benedict (1984), Furlanetto (2010), Fraden (1993), Petrone (2011), Tripicchio (2009)].

2.2.1.1 Misure di temperatura

Termocoppie Il principio di funzionamento di tali trasduttori basa sull'effetto termoelettrico (o effetto Peltier) in base al quale collegando fra loro due elementi metallici con diverso valore nella scala del potenziale termoelettrico, si ha la comparsa di una differenza di potenziale fra le due estremità libere dei due metalli. Le termocoppie si usano come strumenti di misura della temperatura nel range di $-200°C \div 1600$°C, in cui hanno risposta tensione-temperatura piuttosto lineare. Sono costituite da una coppia di conduttori di metalli differenti saldati nel punto di misura. A fronte di un differenziale di temperatura tra il punto di misura (T_c) e il cosiddetto giunto freddo (T_f), si genera una differenza di potenziale V_i.

$$V_i = S_{AB}(T_c - T_f) \tag{2.1}$$

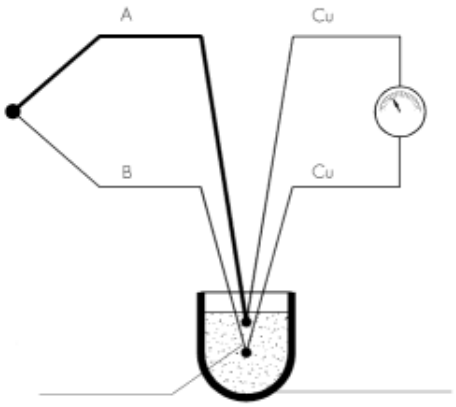
Il coefficiente di Seebeck S_{AB} dipende dai due metalli e, in realtà, non è costante ma risulta a sua volta funzione della temperatura (per gli scopi pratici, la caratteristica di una termocoppia viene opportunamente linearizzata).

Legge dei metalli intermedi

Inserendo nel circuito della termocoppia un terzo metallo (tipicamente rame Cu), se le due nuove giunzioni si trovano entrambe alla stessa temperatura, allora la tensione totale e della termocoppia rimane invariata, essendo i due contributi in tensione uguali ed oppo-



(a) In campo industriale



(b) In ambito di ricerca

Figura 2.5: Metodi di misura tramite termocoppia

sti. Tale proprietà consente di inserire il voltmetro nel circuito della termocoppia, senza modificarne le condizioni.

I metodi di misura con le termocoppie possono essere divisi generalmente in due tipi:

1. Il primo viene generalmente utilizzato nel campo industriale, dove non sono necessarie precisioni estreme. In questo caso la termocoppia viene collegata direttamente (fig.2.5a.a) o per mezzo di cavi compensati o di estensione (fig.2.5a.b) allo strumento di misura. In questo caso la compensazione del giunto di riferimento viene effettuata direttamente dallo stesso strumento di misura che, rilevando la temperatura della giunzione per mezzo di altri tipi di sensori, modifica elettronicamente il segnale della termocoppia stessa in modo da essere dipendente solamente dalla temperatura del giunto di misura e quindi dalla temperatura da misurare.

2. Il secondo (fig.2.5b) invece permette di ottenere misure molto accurate e per questo motivo viene utilizzato quasi esclusivamente nelle applicazioni di laboratorio. In

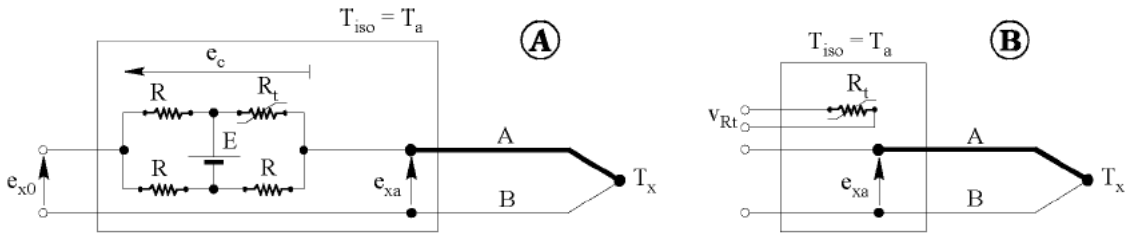


Figura 2.6: Compensazione del giunto freddo : Hardware (A) e Software (B)

questo caso la temperatura del giunto di riferimento viene mantenuta ad una temperatura nota e costante (solitamente il punto di fusione del ghiaccio 0°C) per mezzo di procedimenti manuali o automatici allo scopo di compensare la forza elettromotrice rilevata dallo strumento di misura con quella corrispondente del giunto di misura.

Per ottenere una misura corretta è necessario quindi mantenere la temperatura del giunto freddo T_f quanto più costante possibile, mediante un recipiente termostatato, oppure lasciare variare liberamente tale T_f, predisponendo però un opportuno *sistema di compensazione hardware o software*. Esistono molti tipi di circuiti che possono essere impiegati per realizzare la compensazione hardware del giunto freddo. Uno molto semplice è quello riportato in Fig.2.6A, che fa uso di uno schema a ponte di Wheatstone. Il ponte è costituito da una tensione di alimentazione E, da tre resistenze uguali di valore R e da una resistenza di compensazione R_t che varia con la temperatura del blocco isotermo $T_{iso} = T_a$. Il ponte introduce nel circuito di misura una tensione di compensazione e_c che dipende dalle condizioni di squilibrio prodotte dalla resistenza R_t. Con i sistemi automatici di acquisizione dati, si preferisce fare la compensazione del giunto freddo mediante procedure software, sfruttando le potenzialità di calcolo dei PC. Questo metodo di compensazione risulta molto più flessibile in quanto, essendo programmabile, si adatta facilmente a tutte le termocoppie e consente anche di tener conto della non linearità del loro comportamento.

Le termocoppie commerciali

Le termocoppie commerciali sono classificate con una designazione ANSI di cui si riportano, nella tabella seguente[3], alcuni esempi:

Tipo	Metalli (positivo-negativo)	Coeff. di Seebeck ($\mu V/°C$)	NIST Range ($°C$)
B	Platino (30%Rh) - Platino (6%Rh)	5,96 a 600 °C	0 ÷ 1820
E	Cromel - Costantana	58,67 a 0 °C	-270 ÷ 1000
J	Ferro - Costantana	50,38 a 0 °C	-210 ÷ 1200
K	Cromel - Alumel	39,45 a 0 °C	- 270 ÷ 1372
T	Rame - Costantana	38,75 a 0 °C	- 270 ÷ 400

Le termocoppie con isolamento tradizionale, con riferimento alla figura 2.7, sono costituite da:

1. GIUNTO DI MISURA Il giunto di misura o giunto caldo è la zona in cui i due conduttori della termocoppia sono uniti tra loro; essendo la sua dimensione di entità ridotta, possiamo considerare la misura con le termocoppie di tipo puntiforme. L'esecuzione di questa giunzione deve essere fatta in modo tale da non presentare tensioni meccaniche sui due conduttori (specialmente per quanto riguarda le termocoppie a base di metallo nobile) in quanto queste, una volta in temperatura, pregiudicherebbero il corretto funzionamento della termocoppia.

2. FILI DELLA TERMOCOPPIA I fili della termocoppia dovranno essere dimensionati adeguatamente in base alle condizioni di impiego; è possibile inserire nella stessa

[3] Il Cromel è una lega al 90% di Nickel e 10% Cromo.
La Costantana è una lega al 60% Rame e 40% Nickel.
L'Alumel è una lega di Nickel con (fino al 5%) Alluminio, Manganese e Silicio.

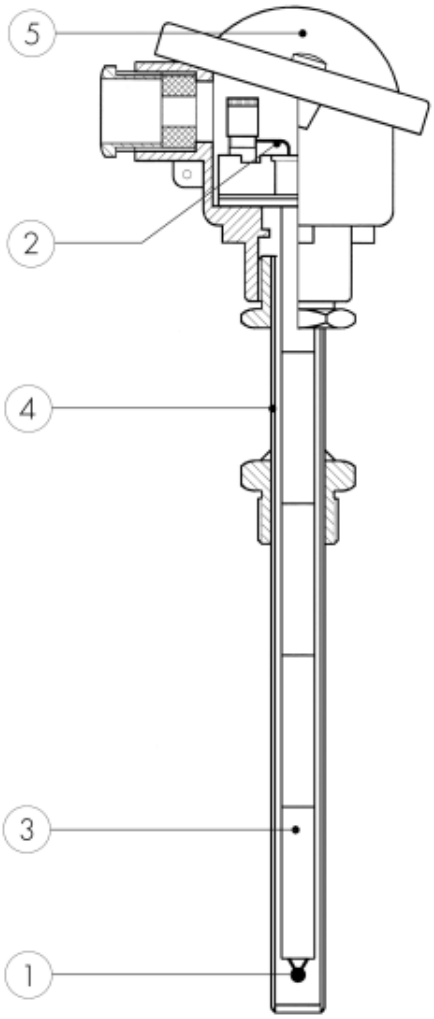


Figura 2.7: Termocoppie industriali

sonda due o più termocoppie.

3. ISOLATORI CERAMICI Gli isolatori ceramici servono per mantenere isolati i fili della termocoppia per tutta la lunghezza della sonda tra di loro e verso la guaina esterna.

4. GUAINA DI PROTEZIONE La guaina di protezione ha lo scopo di proteggere i fili della termocoppia. Questa, essendo a contatto con il processo, è importante che sia costituita dal giusto materiale è che abbia le giuste dimensioni. La guaina di protezione è solitamente metallica, tuttavia è possibile che questa sia in materiale ceramico per applicazioni in alta temperatura. In condizioni particolari è opportuno ricoprire la guaina con un ulteriore protezione (pozzetto termometrico).

5. TESTA DI CONNESSIONE La testa di connessione contiene una morsettiera di materiale isolante (normalmente ceramica) che permette il collegamento elettrico della termocoppia, in funzione delle condizioni di impiego possono essere usate custodie antideflagranti. Al posto della morsettiera è possibile installare un convertitore con uscita 4-20mA.

Termoresistenze (RDT) Sono i sistemi di misura della temperatura più precisi avendo per norma un errore minore di $0,1°C$ nel range $0 \div 500$°C . Si basano sulla proprietà dei metalli di aumentare la loro resistenza al crescere della temperatura. Una legge empirica che può rappresentare il fenomeno fisico è la seguente:

$$R_T = R_0(1 + \alpha T) \tag{2.2}$$

dove:
R_T è la resistenza del sensore alla generica temperatura $T(°C)$;
R_0 è la sua resistenza alla temperatura $T_0 = 0$°C;
α è il coefficiente di temperatura, a $T_0 = 0$°C .

La relazione precedente è un'approssimazione semplice di un legame polinomiale in genere più complesso, a seconda del tipo di metallo considerato e del range di temperatura. Fra i metalli, il Platino (Pt) è quello che presenta riunite tutte le caratteristiche che ne fanno un trasduttore di temperatura eccellente. La sua resistività è elevata $(10,6 \cdot 10^{-8}\Omega m)$ pari a circa 6 volte quella del rame $(1,7 \cdot 10^{-8}\Omega m)$. Questa fatto consente di ottenere elevati valori della resistenza R_0 anche con fili di piccola lunghezza, quindi con piccolo

ingombro complessivo. Il suo coefficiente di temperatura è elevato, $\alpha = 0,0039°C^{-1}$ alla temperatura $T0 = 0°C$. In tal modo si ottiene un'alta variazione di resistenza $\delta R = (R_T - R_0) = R_0 \alpha T$ e quindi un'alta sensibilità $\delta R/T = R_0 \alpha$ (in $\Omega/°C$). Inoltre, il coefficiente di temperatura del Platino varia poco con la temperatura e in modo praticamente lineare: a $T = 0°C$, $\alpha = 0,0039°C^{-1}$; a $T = 800°C$, $\alpha = 0,0029°C^{-1}$. Infine, il Platino ha un'ottima stabilità chimica.

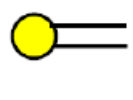
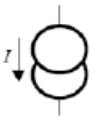
La sonda al Platino più diffusa è la *PT100*, con resistenza R_0 pari a 100Ω a$T_0 = 0°C$. Pertanto la sonda PT100 ha una variazione di resistenza con la temperatura pari a: $\delta R/T = (R_T - R_0)/T = R_0 \alpha = 0,39\,\Omega/°C$. Tali sonde al platino sono alimentate a corrente continua costante e generano quindi una tensione V che dipende dalla temperatura. Le termoresistenze generano un segnale elettrico più forte delle termocoppie e il loro campo di utilizzo è compreso fra $-200 \div 750$°C .

Termistori Anche i termistori sono dispositivi che hanno la proprietà di variare la loro resistenza in funzione della temperatura. Tuttavia la legge di variazione della resistenza con la temperatura può essere con andamento sia crescente (Positive Temperature Coefficient, PTC) che decrescente (Negative Temperature Coefficient, NTC). I dispositivi NTC sono ottenuti per sinterizzazione di ossidi metallici drogati. I dispositivi PTC sono ottenuti con silicio drogato. In pratica, per le misure di temperatura, sono più diffusi i termistori con coefficiente di temperatura negativo. Il maggior pregio dei termistori è la loro sensibilità, che risulta molto maggiore di quella ottenibile con le termocoppie e i sensori RTD.

Pirometri a radiazione Sono dispositivi più costosi dei precedenti, che però sono in grado di operare con alte temperature ($300 \div 1700$°C) e permettono misure a distanza dell'oggetto da controllare. Si basano sul principio di captare le radiazioni infrarosse emesse da una sorgente calda. Esistono pirometri di vario tipo: a irraggiamento totale, a irraggiamento monocromatico, a scomparsa di filamento, a rapporto di colore. Nel caso più semplice (pirometri ad irraggiamento totale) si tratta di una lente che focalizza la radiazione sul punto più caldo di una termocoppia, la quale rileva in maniera indiretta la temperatura del punto focalizzato. Sono molto diffusi e precisi anche i pirometri a irraggiamento monocromatico che, in sostituzione della termocoppia come elemento sensibile, sono dotati di fotoelementi governati da un microprocessore.

A seconda della lunghezza d'onda per la quale sono tarati varia il range di temperatura di utilizzo. Nel caso fossero presenti forti disturbi, quali polveri che schermano le radiazioni, e in ogni caso nel campo delle alte temperature (da 800 a 1700°C), occorre utilizzare il pirometro a rapporto di colore, in cui le radiazioni sono convogliate su due diversi fotoelementi e la temperatura viene calcolata sulla base del rapporto di emissione relativo fra le due diverse lunghezze d'onda che incidono sui fotoelementi.

Sensori di temperatura a semiconduttore I sensori di temperatura a semiconduttore basano il loro funzionamento sulle proprietà di giunzioni a semiconduttore (diodi e transistor) di avere una tensione o corrente fortemente dipendente dalla temperatura. La linearità è particolarmente buona, sull'intero campo di temperature di utilizzo, così come la sensibilità; il costo è contenuto, come per tutti i microcircuiti prodotti su larga scala. Il limite maggiore di questi trasduttori è determinato dal ristretto range di temperature in cui possono essere utilizzati che resta fissato al di sotto di 150°C. Inoltre presentano un tempo di risposta piuttosto elevato e una fragilità meccanica che non permette l'uso in ambienti con presenza di vibrazioni. I sensori a semiconduttore trovano perciò applicazione soprattutto nel controllo della temperatura di celle frigorifere e, ancor di più, nella misura della temperatura ambiente in generale e per la compensazione del giunto freddo delle termocoppie. La più semplice realizzazione di un sensore a semiconduttore è ottenuta mediante l'impiego di un diodo. Partendo da queste semplici configurazioni e sfruttando le proprietà dei semiconduttori vengono realizzati sensori di temperatura più complessi "IC sensor" (Integrated Circuit sensor) che contengono specifici circuiti integrati. La realizzazione in forma integrata rende possibili numerosi vantaggi, rispetto a molti sensori di temperatura: in particolare, il costruttore può prevedere sul chip tutti i circuiti di condizionamento richiesti, nonché la preliminare amplificazione del segnale, rendendo questi sensori molto semplici da usare.

 Pirometro	 RTD	 Termistore	 S. Integrato	 Termocoppia
• non invasivo • molto stabile • temperature elevate • range esteso	• sensibile • molto stabile • molto accurato • abbastanza lineare	• veloce • molto sensibile • collegamento a 2 fili	• accurato • economico • lineare	• economico • range esteso • ampia scelta • robusta
• non lineare • costoso	• lento • costoso • collegamento a 4 fili	• non lineare • range limitato • fragile	• range molto limitato • scelta limitata	• non lineare • misure relative • misure difficili

(a) Sensori di temperatura a confronto

Sensori	Applicazioni
RTD	Processi fotochimici Monitoraggio della temperatura di sostanze alimentari
Termistori	Sistemi di riscaldamento Elettronica industriale e di consumo
Termocoppie	Forni ad induzione Forni per uso alimentare
Sensori integrati	Celle frigorifere Compensazioni di temperatura in dispositivi di qualità
Pirometri	Controllo della temperatura di vetro/quarzo fondente Acciaierie

(b) Applicazioni dei sensori di temperatura

Figura 2.8: Sensori di temperatura

2.2.1.2 Misure di pressione e di forza

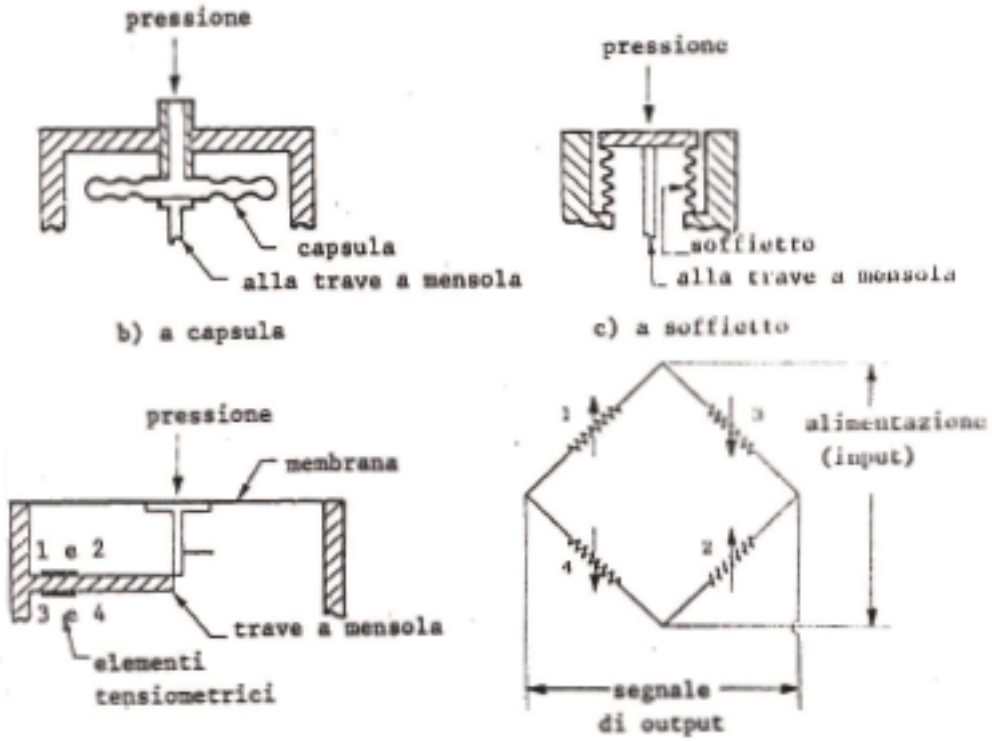
Nella pratica industriale diversi sono i dispositivi impiegati per il monitoraggio della pressione negli impianti. Ciò che accomuna tale famiglia di strumenti per la diagnostica è l'impiego di un elemento elastico meccanico come interfaccia tra ambiente in pressione da monitorare e segnale, si prenda quale esempio tipico il classico manometro a quadrante (fig.2.9c). Tra i dispositivi più utilizzati troviamo il trasduttore di pressione a parete deformabile, costituito da una camera connessa ad un raccordo filettato (per il collegamento all'ambiente in pressione) da una parte e chiusa da una parete deformabile (lamina elastica) dall'altra; in conseguenza alla deformazione del diaframma elastico data dal differenziale di pressione presente alle sue facce,viene generato un segnale elettrico tramite differenti meccanismi alternativi:

- una soluzione prevede l'impiego di estensimetri solidali alla membrana (fig.2.9a), che al deformarsi della stessa variano la propria resistenza al passaggio di corrente, con conseguente variazione nella differenza di potenziale agli estremi;

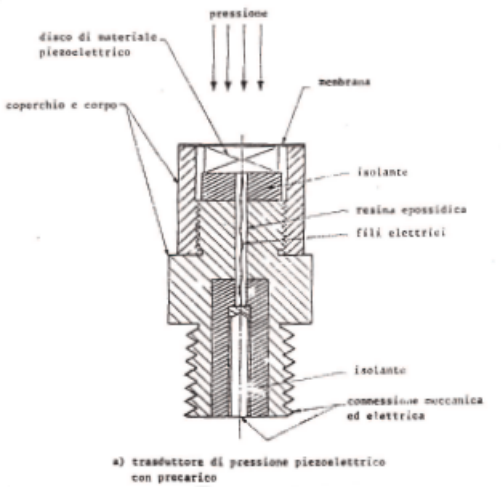
- un'altra soluzione molto comune prevede che la parete deformabile, tramite un pistoncino, comprima una lamina di quarzo che, per effetto piezoelettrico presenta un accumulo di carica sulle sue facce e dunque fornisca un'uscita in tensione proporzionale alla pressione da misurare (fig.2.9b).

Esistono poi molti altri sensori di pressione ad elemento elastico (piezoresistivi, capacitivi, potenziometrici, ...) che pur sfruttando tecnologie diverse lavorano essenzialmente come le due principali tipologie di trasduttore qui presentati.

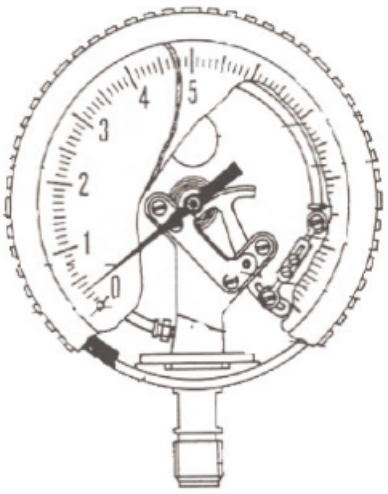
In maniera analoga ai sensori di pressione soventemente i trasduttori di forza basano il loro funzionamento sull'impiego di estensimetri (Fig.2.10) o elementi piezoelettrici. Spesso denominati con l'appellativo di celle di carico i trasduttori di forza a estensimetri elettrici sono certamente quelli di maggior impiego in ambito industriale e di caratterizzazione in laboratorio. L'elemento interno al trasduttore ove è applicato l'estensimetro, per l'applicazione del carico esterno, sarà sottoposto ad una certa deformazione ε ed in conseguenza verrà registrata in uscita una certa tensione σ. Da tale deformazione ε ci si ricondurrà alla forza applicata attraverso la legge di Hooke $F = A \cdot \sigma = A \cdot E \cdot \varepsilon$.



(a) Sensore di pressione estensimetrico



(b) Sensore di pressione piezoelettrico



(c) Manometro a quadrante ad elemento elastico

Figura 2.9: Sensori di pressione

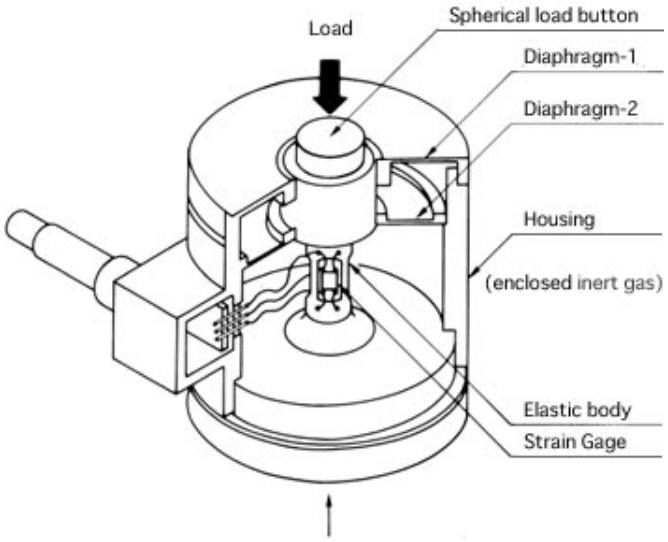


Figura 2.10: Trasduttori di forza : cella di carico estensimetrica

Estensimetro e ponte di Wheatstone Un estensimetro è un sensore che ha la caratteristica di trasformare una sollecitazione meccanica in una variazione di resistenza. Costruttivamente esso è costituito da una griglia, composta da una delle leghe di rame-nichel e nichel-cromo aventi un'aggiunta di alluminio e ferro, e da un supporto. Il supporto permette la manipolazione dell'estensimetro, mette a disposizione una superficie per poter incollare l'estensimetro all'oggetto di cui si vuole misurare la forza applicata e isola la griglia con l'oggetto in questione (Fig.2.11).

La griglia, svolta e rimossa dal supporto plastico costituirà un conduttore di sezione costante di lunghezza L, sottoposto al transito di una certa corrente elettrica I (Fig.2.12). Se il conduttore viene deformato la resistenza varierà in funzione dei termini L, ρ (resistività) ed A (sezione).

$$\begin{aligned} R &= \rho\frac{L}{A} \\ \frac{\Delta R}{R} &= \frac{\Delta\rho}{\rho} + \frac{\Delta L}{L} - \frac{\Delta A}{A} \end{aligned} \tag{2.3}$$

Il conduttore segue le leggi d'elasticità:

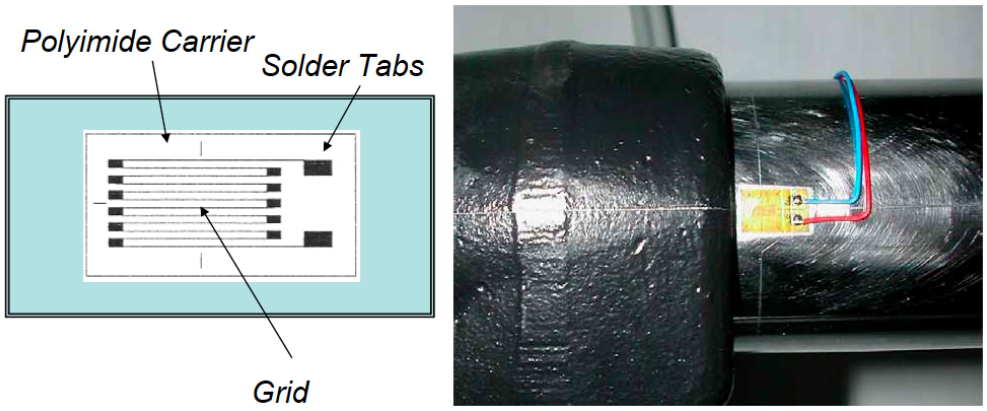


Figura 2.11: Estensimetro

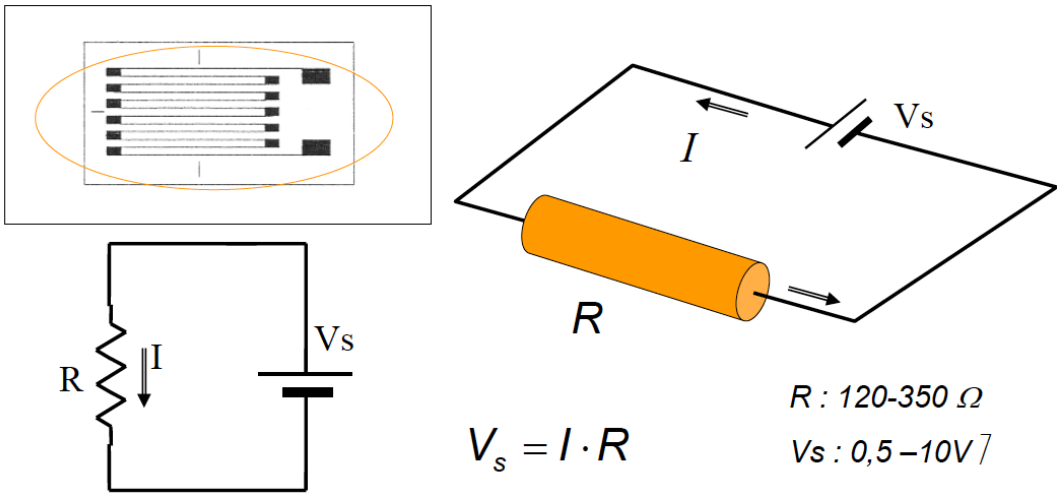


Figura 2.12: Estensimetro - Principio di funzionamento

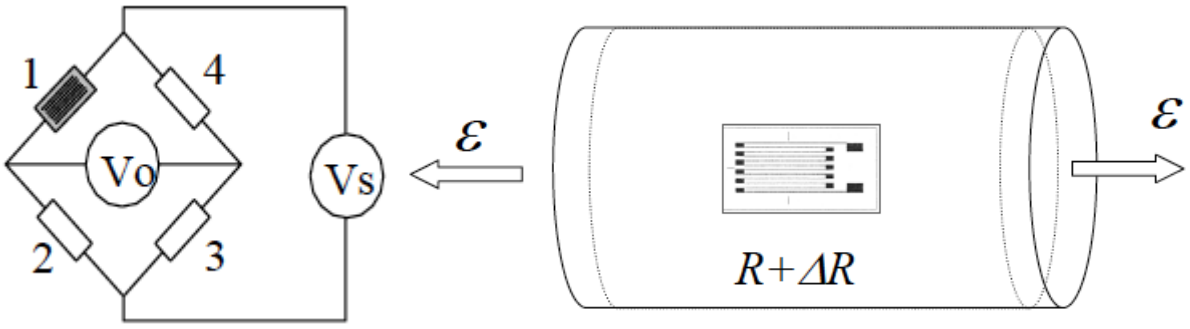


Figura 2.13: Estensimetro e Ponte di Wheatstone

$$\begin{aligned} \varepsilon &= \frac{\sigma}{E} \\ \varepsilon_t &= -\nu\varepsilon \end{aligned} \tag{2.4}$$

dove E è il modulo di Young del materiale, ν il suo modulo di Poisson e ε_t la sua deformazione trasversale. Per cui si ottiene:

$$\frac{\Delta R}{R} = \frac{\Delta\rho}{\rho} + (1 + 2\nu)\,\varepsilon \tag{2.5}$$

La variazione di resistenza è dunque proporzionale alla deformazione del corpo, con sensibilità definita da *gauge factor* $K = (\frac{\Delta R}{R})/\varepsilon$.

La deformazione elastica dell'elemento spring su cui vengono montati gli estensimetri viene letta tramite una configurazione a ponte di Wheatstone, il quale è una configurazione circuitale utile a leggere una variazione di resistenza (Fig.2.13).

$$V_0 = V_s \left(\frac{R_1}{R_1 + R_2} - \frac{R_4}{R_4 + R_3} \right) \tag{2.6}$$

Quando si ha $R_1 = R_2 = R_3 = R_4 = R$ tale relazione si semplifica fortemente, conducendo alla legge estensimetrica fondamentale:

$$V_0 \simeq V_s \frac{K}{4} (\varepsilon_1 - \varepsilon_2 + \varepsilon_3 - \varepsilon_4) \tag{2.7}$$

2.2.1.3 Misure di portata

Il trasduttore ideale per la misura del flusso (flussimetri o flussometri) non dovrebbe alterare il flusso stesso, cioè dovrebbe essere un trasduttore non invasivo. Sfortunatamente ben pochi sono i dispositivi che soddisfano tale requisito, anche se qualcuno dei metodi più recenti vi riesce, almeno sotto alcune condizioni. La maggior parte dei trasduttori di flusso sono semplicemente dei modificatori di flusso, comprendenti piastre o ugelli che restringono parzialmente il flusso e provocano una caduta di pressione. Alcuni dispositivi tipici sono i diaframmi forati, gli ugelli e il tubo venturi. In questi casi la portata è proporzionale alla radice quadrata della differenza di pressione, misurata da un opportuno trasduttore. Tali trasduttori sono lontani dall'essere ideali, dato che bisogna inserirli nel tubo, ma sono tuttavia largamente utilizzati.

Secondo il tipo di misura, i trasduttori di flusso si possono classificare in:

- Misuratori di velocità;
- Misuratore di portata vera e propria.

Ciascuno di questi può essere catalogato secondo la tecnica di misurazione:

- Misuratore statico, che misura l'effetto dello spostamento del corpo senza che le parti dello strumento siano in movimento;
- Misuratore a spostamento, con parti dello strumento in movimento (il fluido misurato provoca lo spostamento di suddette parti).

Ci limiteremo in questa sede a presentare solamente i misuratori di portata più comunemente impiegati, non essendo intento di tale scritto quello di fornire una trattazione di dettaglio sugli strumenti metrologici utilizzati in industria.

Ad orifizio tarato Interponendo nella condotta una strozzatura di dimensioni tarate si introdurrà una perdita di carico nota e proporzionale al quadrato della velocità nell'orifizio (fig.2.14a). Attraverso la lettura della differenza di pressione a monte e a valle del restringimento di sezione (ad esempio con un manometro differenziale) è dunque possibile calcolare con elevata affidabilità e su un ampio range di misura la portata di fluido in transito.

Tubo di Venturi Tale strumento, concettualmente molto simile al misuratore ad orifizio tarato, sfrutta la legge di Bernulli di conservazione dell'energia (fig.2.14b). Se in un tubo si pone una strozzatura graduale, si avrà un incremento di velocità ad essa graduale, secondo appunto tale equazione (a meno di perdite di carico) :

$$\frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2g} = cost \tag{2.8}$$

Dove p è la pressione nella generica sezione, ρ la densità del fluido, v la sua velocità e g l'accelerazione gravitazionale. Il vantaggio del tubo venturi rispetto all'orifizio tarato sta nella bassissima perdita di carico del tubo venturi, in cui un allargamento successivo alla strozzatura recupera l'energia cinetica in pressione statica; la regolarità della geometria interna ne rende anche difficile l'intasamento, consentendo così misurazioni su fluidi contenenti solidi in sospensione. Uno svantaggio notevole sta nella distanza tra le prese di pressione, che deve essere sufficientemente elevata da evitare di risentire di effetti di vena, e dunque nel maggior ingombro.

Tubo di Pitot Lo strumento, inventato nel 1732 dallo scienziato francese Henri Pitot, è tipicamente impiegato per misurare la velocità di fluidi gassosi. Più in generale, il principio di funzionamento del tubo di Pitot si basa sulla definizione di pressione totale. Un tubo di Pitot (fig.2.14d) è infatti fornito di due prese di pressione, una all'estremità anteriore disposta perpendicolarmente alla corrente (presa totale) e una sul corpo del tubo disposta tangenzialmente al fluido (presa statica). Come da definizione, la differenza tra queste due pressioni risulta proporzionale al quadrato del modulo della velocità del fluido, quindi:

$$v = \sqrt{\frac{2(p_t - p_{st})}{\rho}} \tag{2.9}$$

$$Q = v \cdot A \tag{2.10}$$

Da notare che se la velocità del fluido non è sufficientemente elevata la differenza tra le due pressioni diverrà irrisoria e lo strumento perderà in accuratezza, tale caratteristica giustifica

il suo largo impiego nel settore aeronautico e automotive.

Flussimetri magnetici Tali misuratori rappresentano quanto di meglio viene attualmente offerto nel campo delle misure di portata e vengono largamente utilizzati per misure di portata di fluidi conduttivi (fig.2.14c). Essenzialmente viene indotto un campo magnetico attraverso il quale il fluido si troverà a transitare, essendo un conduttore si avrà l'insorgere di passaggio di corrente nel fluido stesso. Due elettrodi posti a debita distanza misureranno la differenza di potenziale, proporzionale alla velocità del fluido.

Anemometro a filo caldo È composto da una termoresistenza, ovvero una resistenza il cui valore è proporzionale alla temperatura. La termoresistenza è alimentata per mezzo di una corrente elettrica di intensità nota, tale da portarla ad una temperatura superiore a quella del fluido da misurare. Questa resistenza viene immersa nel fluido di cui si vuole misurare la velocità. Il fluido raffredderà la resistenza in maniera proporzionale alla sua velocità permettendo alla stessa di risalire. Tale tipologia di sensori trova ampio impiego nella misura di flusso in condotte di ventilazione.

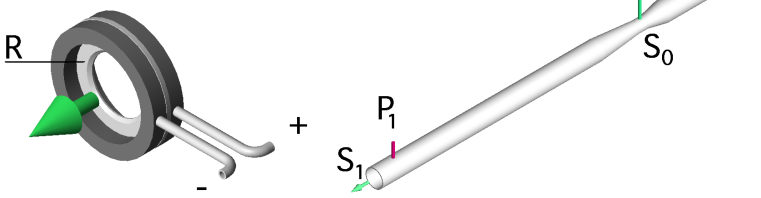
Misuratore a turbina Sono tra i fussimetri dinamici più impiegati. Essenzialmente in tali trasduttori il flusso incanalato viene fatto passare attraverso una piccola turbina idraulica la cui velocità di rotazione è proporzionale alla portata.

2.2.1.4 Misure di velocità

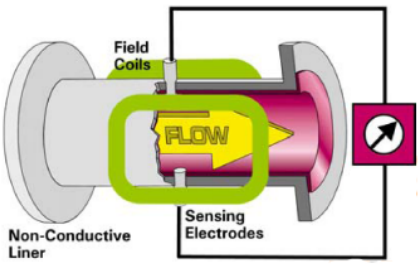
Per determinare la velocità di rivoluzione di organi rotanti in industria ci si può ricondurre alla trattazione essenzialmente di tre tipologie di sensori.

Dinamo tachimetrica La dinamo tachimetrica è una macchina elettrica in corrente continua costituita da uno statore a magneti permanenti (che generano dunque un flusso magnetico costante) e da un rotore (indotto) equipaggiato con un collettore a lamelle (fig.2.15a). Si avrà dunque un segnale in uscita proporzionale al numero di giri per unità di tempo.

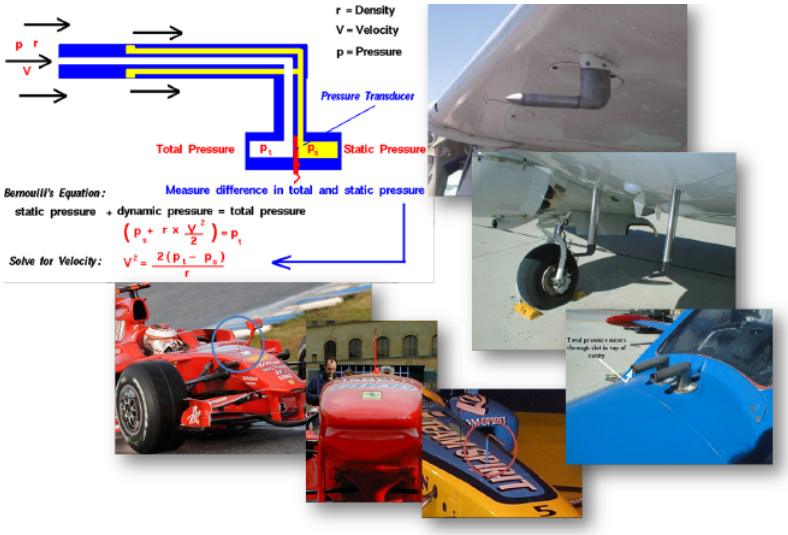
$$\triangle V = flusso \cdot n \tag{2.11}$$



(a) Orifizio tarato (b) Tubo di Venturi



(c) Flussimetro ad induzione magnetica



(d) Tubo di Pitot

Figura 2.14: Flussimetri

Dunque dalla misura della differenza di potenziale sarà possibile ricondursi direttamente alla velocità dell'albero.

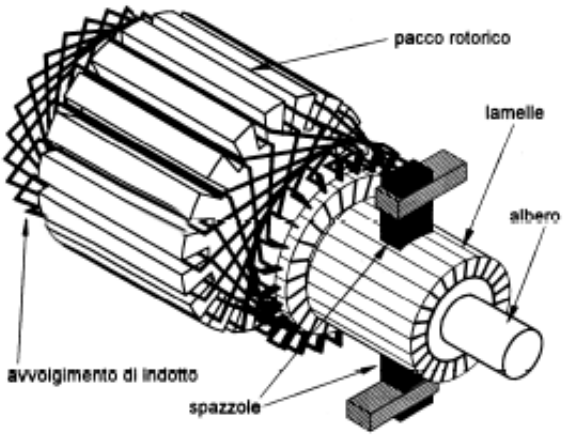
Prossimetri a correnti indotte Detti anche comunemente *sensori a correnti parassite*, basano appunto il loro funzionamento sulle correnti parassite di Focault. Essenzialmente tali sensori induttivi misurano alla loro estremità la variazione di campo magnetico oscillante prodotto da una bobina interna al sensore stesso. Il campo magnetico emesso dalla superficie attiva del sensore è creato da un circuito (bobina), alimentato da una sorgente di tensione sinusoidale (fig.2.15b). Spesso è necessario un opportuno predisporre tra sensore ed acquisitore un driver che trasformi l'alimentazione a 24V DC in alternata e gestisca anche il segnale di ritorno all'acquisitore. Nel momento in cui una superficie metallica si avvicini alla superficie attiva vengono indotte le correnti parassite, che avranno intensità tanto maggiore quanto maggiore sarà la vicinanza al trasduttore. Le correnti parassite generano una variazione di induttanza, causando una perdita di energia nel circuito oscillante. Dunque in presenza di una discontinuità geometrica sulla superficie dell'albero monitorato saremo in grado di valutare la velocità di rotazione dal numero di impulsi generati al secondo per effetto della variazione d'intensità di correnti indotte. Molto spesso per accentuare tali treni di impulsi tale sensore viene accoppiato ad una opportuna ruota dentata, o in alternativa vengono praticate delle cave ad hoc nell'albero. Un altro impiego tipico di tali sensori a correnti indotte è quello di prossimetro per il monitoring delle orbite di rotazione d'asse su turbomacchine. Un grosso vantaggio di tali sensori rispetto alla dinamo tachimetrica è quello di poter monitorare velocità di rivoluzione anche molto elevate senza elevati costi impiantistici.

Tachimetri ottici Di introduzione più recente, hanno presto trovato impiego in molte applicazioni i tachimetri ottici a fascio laser (fig.2.16a). I fototachimetri propriamente detti utilizzano la triangolazione del fascio laser emesso da un diodo laser interno, poi riflesso dall'elemento rotante ed acquisito da un fotorilevatore interno allo strumento. Per la misurazione della velocità di rotazione si deve applicare una striscia fotoriflettente a specchio lungo una porzione della circonferenza indagata. Analogamente al caso precedente si avrà un impulso nel segnale ad ogni passaggio del nastro riflettente sul fascio laser.

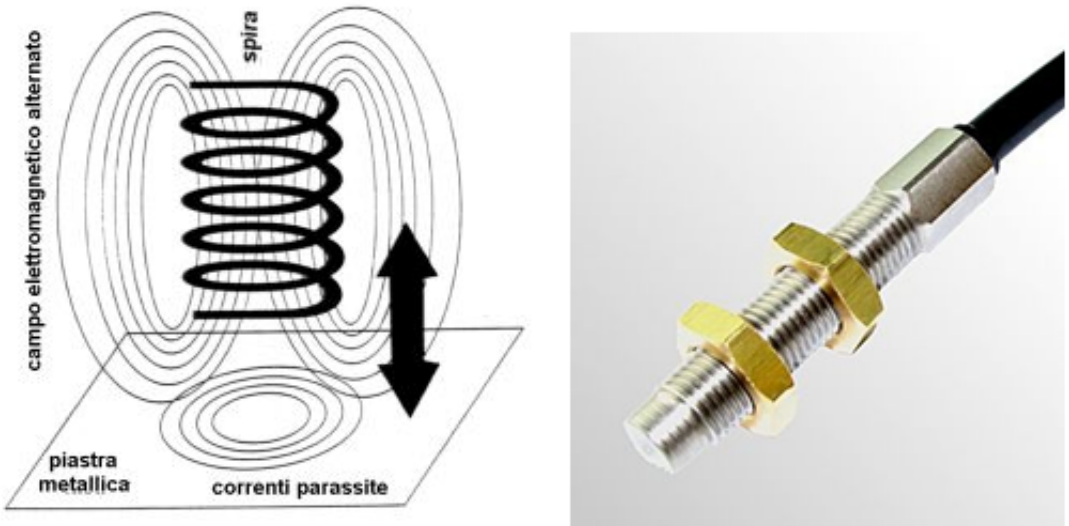
Funzionamento simile ha un'altra famiglia di sensori laser, quale ad esempio il capostipite CSI SpeadVue (fig.2.16b), uno strumento ottico portatile impiegato per la stima *al*

volo della velocità di rotazione all'albero prima di apprestarsi ad una analisi vibrazionale. Il principio di funzionamento di tale sensore è quello di "leggere", attraverso una variazione del segnale riflesso, la microcorrugazione superficiale dell'elemento rotante. Dopo una serie di rivoluzioni lo strumento medierà le rilevazioni permettendo una stima rapida, senza necessità di apporre alcuna banda riflettente sull'albero, della velocità della macchina.

Un'altra tecnica per la rilevazione ottica senza contatto è l'impiego di lampade stroboscopiche (fig.2.16c). Illuminando l'organo rotante e facendo variare la frequenza dei flash della lampada stroboscopica avremo che nel momento in cui la frequenza di rotazione corrisponderà alla frequenza della lampada l'elemento rotante apparirà all'occhio umano come statico. Per ovvi motivi quest'ultima è una tecnica meno precisa delle precedenti ma la facilità e l'economicità d'impiego ne garantiscono tuttora l'impiego in diverse realtà.

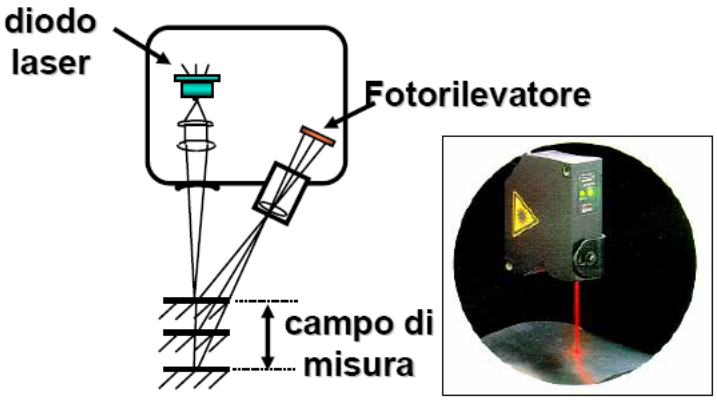


(a) Dinamo tachimetrica



(b) Tachimetro a correnti indotte

Figura 2.15: Sensori di velocità



(a) Fototachimetro



(b) CSI Speadvue



(c) Lampada stroboscopica

Figura 2.16: Tachimetri ottici

2.2.2 La termografia IR

La termografia infrarossa è una tecnologia non distruttiva che, senza il contatto, permette di determinare, in tempo reale, la quantità di calore emessa da un'oggetto. Il metodo si basa sulla misura della distribuzione dell'energia irradiata da una superficie, correlata alla variazione di temperatura e/o emissività superficiale dell'oggetto in esame.

Le caratteristiche principali della termografia ad infrarossi sono:

- Misura *senza contatto* : ossia può essere eseguita senza perturbare il processo e con totale sicurezza per il tecnico.
- Bi-dimensionale : permette il confronto tra le zone dell'oggetto indagato e consente una visione d'insieme, molto più efficace della sola misura puntuale di temperatura.
- Lavora in tempo reale : rende possibile l'osservazione rapida degli oggetti stazionari e la cattura di fenomeni termici rapidi.
- Non distruttiva.

2.2.2.1 Basi dell'irraggiamento infrarosso

L'*irraggiamento* è la modalità di trasferimento d'energia termica che avviene attraverso l'assorbimento e l'emissione d'onde elettromagnetiche.

$$q \backsimeq \varepsilon\sigma\Delta T^4 \tag{2.12}$$

Qualunque corpo che si trovi ad una temperatura $T > 0\,K$, condizione sempre rispettata nella realtà, emetterà delle onde elettromagnetiche secondo la legge di Plank (eq.2.12), ove ε è l'emissività del corpo, σ la costante di Stefan-Boltzman e ΔT la differenza di temperatura tra sorgente ed assorbitore. Se osserviamo lo spettro elettromagnetico della luce (fig.2.17) vediamo come il campo dell'infrarosso si trovi a lunghezze d'onda superiori a quelle del campo del visibile, precisamente nella banda spettrale tra $0.8\,\mu m < \lambda < 1\,mm$ campo appunto non apprezzabile dall'occhio umano. E' fondamentale ricordare che si ha emissione da tutti i corpi a tutte le bande spettrali, ma ad intensità diverse. Ad esempio l'emissione di onde nello spettro del visibile con intensità debole, se l'oggetto si trova al buio, è minima e lo rende invisibile (all'occhio umano); si ha comunque emissione in tutte

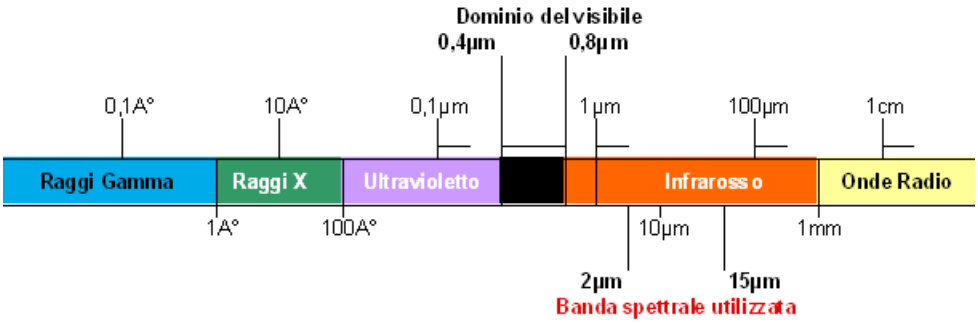


Figura 2.17: Spettro elettromagnetico della luce

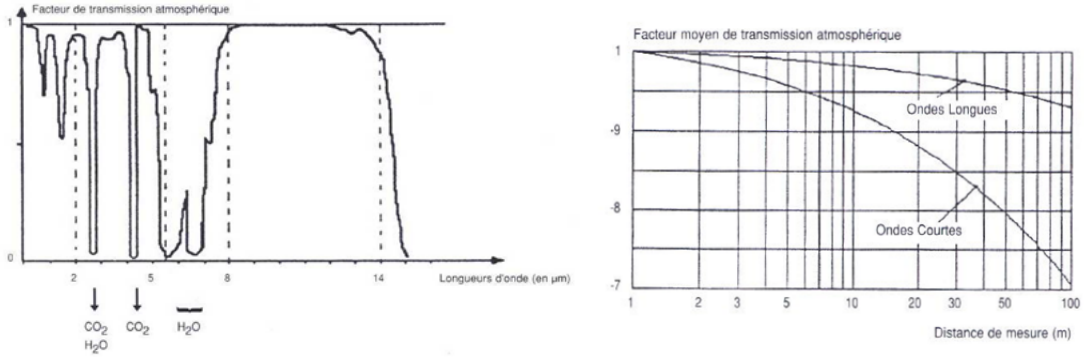


Figura 2.18: Fattore di trasmissione atmosferica

le lunghezze d'onda della banda spettrale IR e dunque la possibilità di osservarlo con una camera IR.

Esistono in commercio due differenti tipologie di camere IR: le termocamere ad onde corte (di vecchia generazione) che lavorano tra i 2 e i $5\mu m$ e le corrispettive ad onde lunghe operanti a $8 \div 14\,\mu m$, dotate di una miglior trasmissione atmosferica del segnale. Il fattore di trasmissione atmosferica è funzione della distanza alla quale viene fatta la misura, il tasso di umidità dell'atmosfera e della banda spettrale di radiometria infrarossa appunto. Come visibile in figura 2.18[4] , le termocamere ad onde lunghe sono caratterizzate da un fattore di trasmissione più elevato e costante in un ampio range spettrale e di distanza.

Si ritiene opportuno fare due precisazioni. L'immagine termica IR è indipendente dai colori delle superfici, ma dipende solamente dall'irraggiamento emesso. Inoltre due oggetti di differente materiale costituente, alla medesima temperatura, appariranno a delle temperature differenti: ciò deve portare alla mente la differente emissività dei corpi ε.

[4]Riferito ad un'umidità relativa del 50%

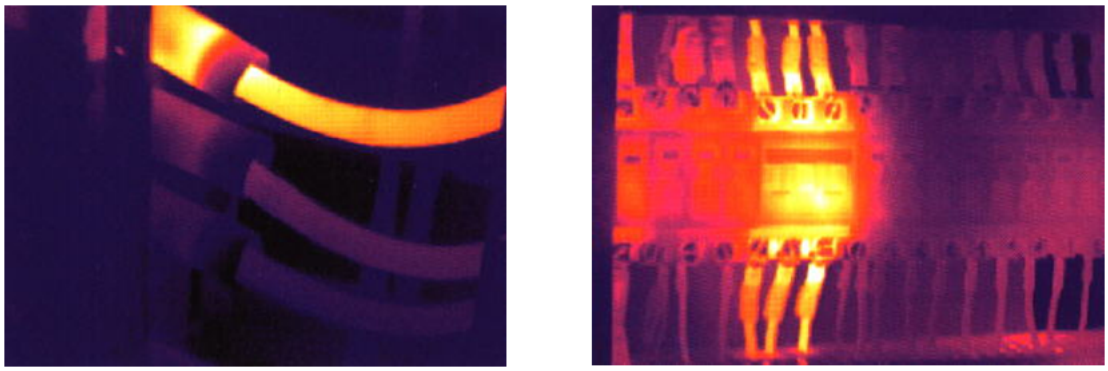


Figura 2.19: Analisi comparativa su componentistica elettrica

Possiamo individuare due grandi famiglie di misure tramite termografia IR : TERMOGRAFIA QUALITATIVA e TERMOGRAFIA QUANTITATIVA. E' di fondamentale importanza comprendere la differenza sostanziale che sussiste tra tali due tecniche, per evitare di incorrere in grossi abbagli durante le campagne ispettive.

2.2.2.2 Analisi qualitativa

Tale analisi qualitativa (spesso detta relativa o comparativa) permette, per confronto d'immagine, di rilevare, di localizzare e di valutare un'anomalia. Quel che si fa è valutare le differenze di temperatura tra le diverse zone del componente osservato: non si deve mai credere alle T riportate in immagini IR catturate con questa tecnica. Questo tipo di analisi è di gran lunga il più impiegato e se utilizzato con criterio, conoscendone i limiti costituisce un efficace strumento diagnostico predittivo. Come accennato in precedenza al paragrafo 2.2 la termografia non fornisce grandi indicazioni sullo stato delle componenti meccaniche, se non con un periodo di preavviso molto ridotto, tuttavia per il monitoraggio dei quadri elettrici costituisce la tecnologia predittiva più efficace. In figura 2.19 è riportato un esempio applicativo su componenti elettriche industriali. Un difetto di serraggio nei cablaggi o un surriscaldamento anomalo è di immediatamente individuabile per comparazione con le componenti antistanti, il tutto con una rapidità di ispezione nettamente superiore al controllo amperometrico a contatto.

2.2.2.3 Analisi quantitativa

Per effettuare un'acquisizione termografica ad infrarossi assoluta, nella quale si riesce a misurare la temperatura effettiva del corpo è necessario adottare degli accorgimenti specifici. E' fondamentale conoscere con precisione emissività (pari ad $\varepsilon = 1$ per un corpo nero ideale) e quota parte di irraggiamento parassita, derivante dall'ambiente e dagli oggetti circostanti. Inserendo tali parametri nello strumento sarà possibile calibrare la caratteristica ed ottenere temperature attendibili. Nella pratica, per stimare tali due valori, basterà avere a portata di mano due strumenti tutt'altro che tecnologici: del nastro adesivo ed un foglio d'alluminio.

Il nastro adesivo, detto anche in tal caso *termical tracer*, costituirà il nostro riferimento per la stima dell'emissività del corpo. Premesso che il nastro adesivo polimerico ha comportamento simile a quello di un corpo nero ($\varepsilon \simeq 1$), se ne dovrà applicare una piccola porzione sulla superficie del corpo. Dopo qualche secondo, necessario perché il nastro si porti allo stesso livello termico del corpo, si acquisirà un immagine. Si procederà dunque diminuendo l'emissività nella termocamera fino a confondere il tracciante termico con il corpo. In tal modo avremo stimato la corretta emissività del corpo.

Il foglio d'alluminio, invece avrà la funzione di isolare l'oggetto indagato dall'ambiente circostante, al fine di calcolare la $T_{riflessa}$ dovuta all'irraggiamento parassita indotto dall'ambiente di misura, che dovrà a valle essere sottratta alla temperatura misurata. E' possibile vedere il procedimento nel dettaglio in figura 2.20, ove viene interposto un foglio d'alluminio con superficie molto irregolare per captare la maggior parte della componente radiante indesiderata ($R_{riflessa}$) emessa dagli oggetti circostanti schermando invece la radiazione R_{emessa} dell'oggetto che si intende misurare. Nota tale $T_{riflessa}$ e rimosso il foglio d'alluminio sarà possibile procedere con la misura della temperatura effettiva dell'oggetto al netto della temperatura riflessa.

2.2.2.4 Consigli per una buona acquisizione IR

Elenchiamo qui a seguire alcuni consigli e raccomandazioni per ottenere acquisizioni tecniche attendibili e ripetibili:

- per fotografie IR valgono le stesse regole di BEST PRACTICE valide per le fotografie nel visibile. Dunque si raccomanda di centrare l'oggetto nello schermo, ove si ha maggior risoluzione, e di scattare immagini con buona esposizione.

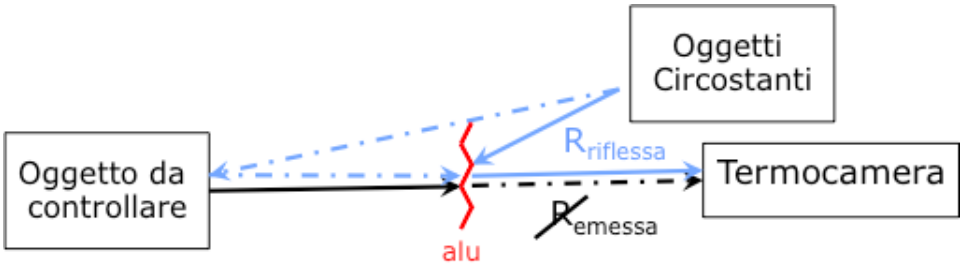


Figura 2.20: Calcolo della temperatura riflessa per l'analisi IR quantitativa - [I-Care (2010) 2]

- ciascuna termocamera ha una TEMPERTURA MASSIMA d'impiego. Non bisogna in alcun modo esporre l'obiettivo in germanio a temperature superiori a quella limite, nemmeno per brevi lassi di tempo, onde evitare di danneggiare la matrice sensibile. Esistono in commercio opportuni obiettivi addizionali filtranti per alte temperature.

- EFFETTO NARCISO : non rimanere mai perfettamente perpendicolari alla superficie di misura, onde evitare di influenzare l'acquisizione con il nostro corpo. Per tale ragione è fisicamente difficile misurare corpi cilindrici o sferici. L'angolo di misura tipicamente ottimale è a 45°. In figura 2.21 è possibile notare un esempio evidente di Effetto Narciso.

- MATERIALI A BASSA EMISSIVITÀ : materiali quali l'acciaio inox, ad elevata riflessività ma ad emissività molto bassa non sono indagabili con tale tecnica. E' necessario ricorrere ad un tracciante termico (nastro adesivo) come visibile in figura 2.22. Anche materiali trasparenti nel campo del visibile sono molto spesso completamente riflettenti nell'infrarosso (fig.2.21). E' il caso del plexiglas, molto presente nei quadri elettrici industriali; esistono tuttavia in commercio particolari tipi di plexiglas visibili nell'IR.

- DISTANZA DI MISURA : la distanza ottimale è dipendente dalla risoluzione della matrice sensibile della fotocamera. Una regola di carattere pratico per non perdere in risoluzione è quella di porsi ad una distanza tale per cui la zona di misura entri perfettamente in un pixel.

- utilizzo della termografia IR : com'è stato illustrato tale tecnica è una delle migliori metodologie di diagnostica su componentistica elettrica. Costituisce un'ottima so-

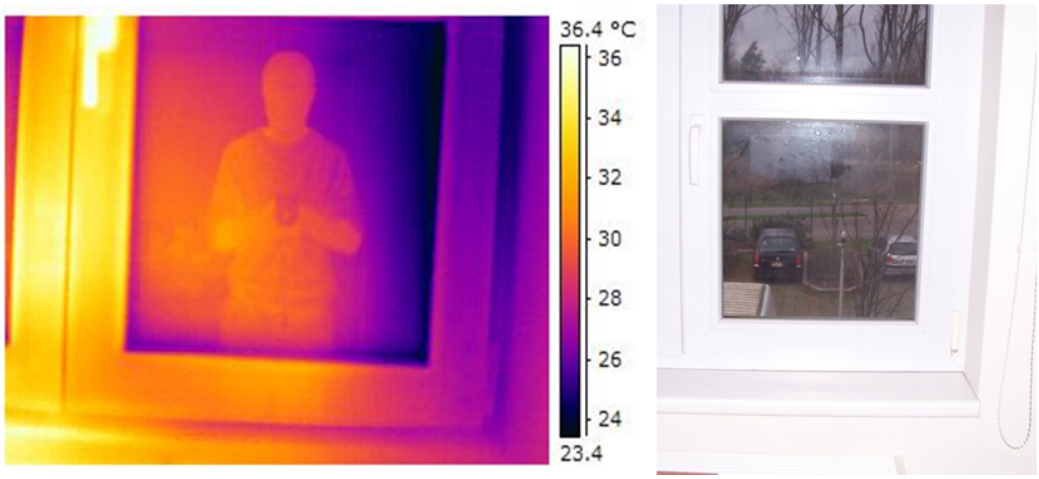


Figura 2.21: Effetto Narciso

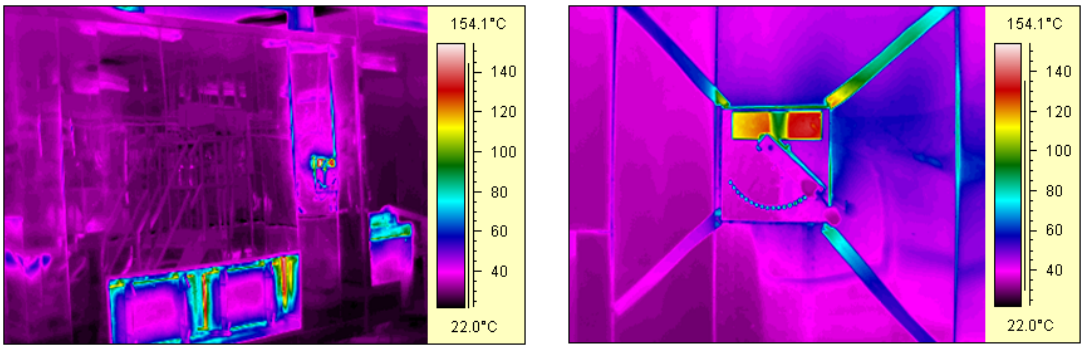


Figura 2.22: Materiali a bassa emissività

luzione anche per l'ispezione di refrattari in industria alla ricerca di falle o danneggiamenti locali. Nel caso di impiego su organi meccanici (fig.2.23) si tenga a mente che un'eventuale individuazione di un difetto lascia poco margine temporale d'intervento, motivo per cui ci si affida tipicamente al monitoring tramite analisi vibrazioni. La termografia trova ampio impiego anche nel settore civile per l'individuazione di ponti termici (fig.2.24).

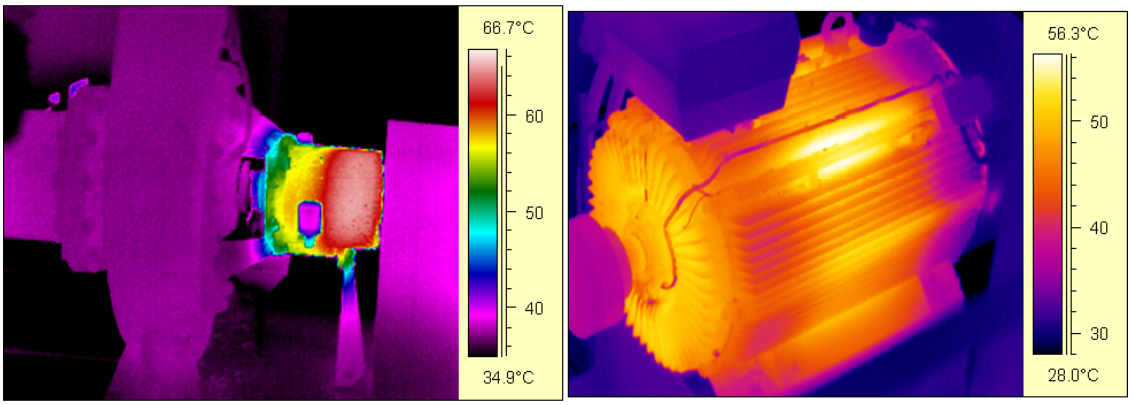


Figura 2.23: Individuazione di difettosità statoriche e di scarsa lubrificazione/disallineamento

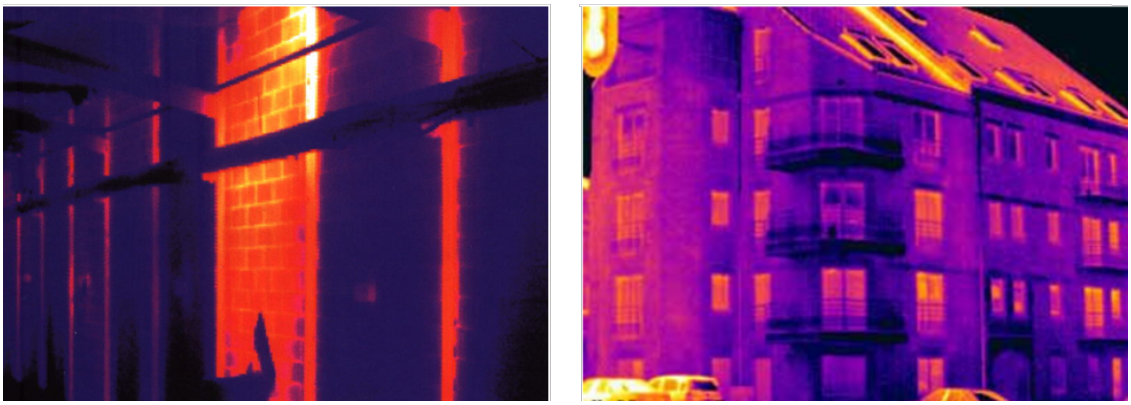


Figura 2.24: Impiego nell'ispezione di refrattari industriali e nel civile

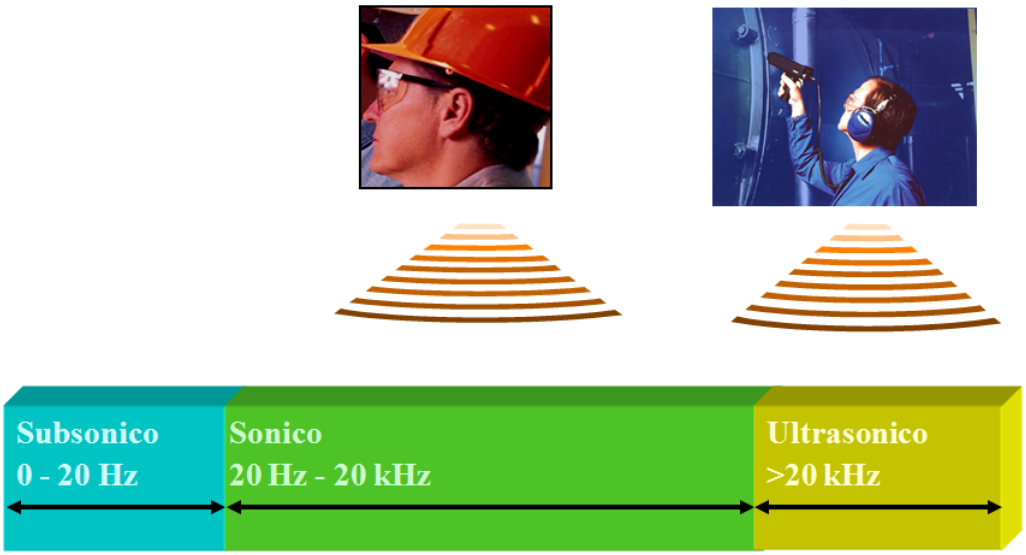


Figura 2.25: Campo Ultrasonico

2.2.3 L'analisi ad ultrasuoni

Il suono è una forma di energia che viaggia attraverso il mezzo mediante la propagazione di onde di pressione che inducono un disturbo nel mezzo elastico sottoforma di vibrazione delle molecole (Fig.2.27). Tale energia viene trasferita da una particella all'altra fino a giungere all'orecchio umano ed essere percepita come suono. Il campo sonico, ove l'orecchio umano è in grado di apprezzare un'onda di pressione e di classificarla come suono, è compreso nel range tra $20\,Hz \div 20\,kHz$. La soglia di massima di percezione per un adulto medio è di circa $16500\,Hz$ Per frequenze inferiori ai $20\,Hz$ si parla di onde in campo subsonico, mentre oltre i $20\,kHz$ viene individuato il campo ultrasonico (fig.2.25).

Caratteristiche del suono:

Lunghezza d'onda è la distanza coperta da un'onda sonora per effettuare un ciclo completo $\lambda = v/f$ (Fig.2.26)

Frequenza d'onda numero di cicli effettuati da un'onda sonora in un secondo

Velocità di propagazione è intimamente correlata alla tipologia del mezzo elastico di propagazione:

- La velocità del suono in aria a 20°C è di $344\,m/s$. $\quad v_{gas} = \sqrt{\frac{\gamma \cdot p}{\rho}}\,,\ \gamma = \frac{c_p}{c_v}$

- La velocità del suono in acqua è di $1525\,m/s$ $v_{liquido} = \frac{1}{\sqrt{\rho \cdot \chi}}$
- Nell'acciaio il suono raggiunge i $4877\,m/s$ $v_{solido} = \sqrt{\frac{E}{\rho}}$[5]

Ampiezza L'ampiezza d'onda viene espressa tipicamente in scala logaritmica, in Decibel (eq.2.13). In tabella è possibile vedere tipici valori di ampiezze sonore in dB.

$$dB = 20 \log \left(\frac{X}{X_0} \right) \tag{2.13}$$

Sorgente	Intensità (W/m^2)	Livello intensità
Soglia dell'udibile (TOH)	1×10^{-12}	**0 dB**
Fruscio delle foglie	1×10^{-11}	**10 dB**
Sussurro	1×10^{-10}	**20 dB**
Conversazione Normale	1×10^{-8}	**60 dB**
Strada trafficata	1×10^{-5}	**70 dB**
Pulitore ad ultrasuoni	1×10^{-4}	**80 dB**
Grande Orchestra	6.3×10^{-3}	**98 dB**
Lettore MP3 a massima potenza	1×10^{-2}	**100 dB**
Prime file concerto Rock	1×10^{-1}	**110 dB**
Soglia del dolore	1×10^{1}	**130 dB**
Decollo jet militare	1×10^{2}	**140 dB**
Perforazione istantanea del timpano	1×10^{4}	**160 dB**

[5] E: Modulo di Young
ρ: Densità

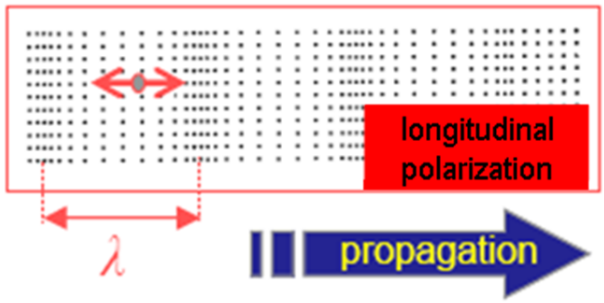


Figura 2.26: Lunghezza d'onda

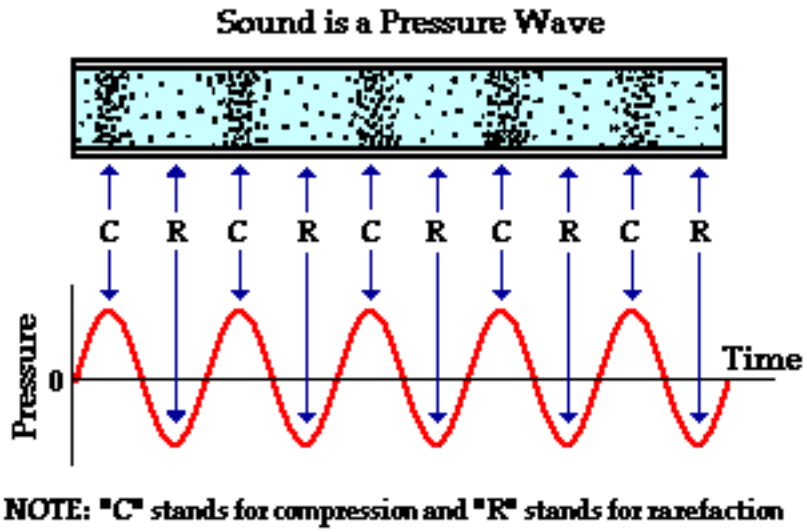


Figura 2.27: Propagazione del suono

2.2.3.1 Tecnica di misura ad ultrasuoni

L'ultrasuono è assimilabile dunque ad una vibrazione in alta frequenza del mezzo elastico. Vi sono alcune caratteristiche dell'ultrasuono che è opportuno conoscere in fase di misura, e che riassumiamo in :

- alta direzionalità
- riflessione sui solidi (no attraversamento)
- rapida attenuazione

Gli ultrasuoni vengono riportati in campo sonico attraverso un opportuno trasduttore che impiega la tecnica dell'eterodina. La tecnica dell'eterodina è un metodo che permette di trasporre un fenomeno ad alta frequenza in un fenomeno a bassa frequenza (quindi dal campo ultrasonico all'udibile). Il principio di funzionamento è il seguente: un oscillatore interno emette un'onda ultrasonica a frequenza costante. Il fenomeno misurato (ultrasuono) e l'ultrasuono prodotto dallo strumento producono un battimento. La combinazione dei due segnali produce dunque un'onda di frequenza modulata alla differenza tra le frequenze dei due segnali originali. Ciò significa che il fenomeno viaggia a 85 kHz e l'onda emessa dallo strumento è di 80 kHz, in uscita avremo un'onda a ${}^{(85-80)}/_{2} = 2,5\,kHz$, udibile. In figura 2.28 è possibile vedere la strumentazione tipicamente disponibile per la diagnostica tecnica predittiva tramite analisi ultrasuoni. Attraverso un potenziometro è possibile variare la frequenza d'indagine ed individuare il corretto range di misura. La maggior parte degli strumenti ad ultrasuoni sono programmabili per scansionare da 20 kHz a 100 kHz. Nella pratica sono di interesse pratico le frequenze fino ai 50 kHz. In funzione del modulo impiegato (a contatto, non a contatto, magnetico, ...) varia il picco di risposta in frequenza dello strumento.

2.2.3.2 Individuazione delle perdite

Uno degli impieghi più tipici dell'analisi ultrasuoni all'interno delle politiche predittive risiede nella detenzione di perdite in condotte a pressione positiva o negativa. Tra i fattori che più incentivano alla detenzione di orifizi e perdite nelle condotte industriali (fig.2.29d) possiamo citare oltre al fattore economico, per la spesa elettrica per mettere in pressione il



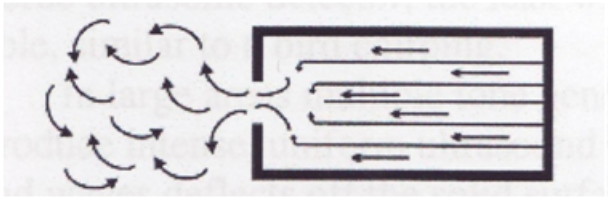
Figura 2.28: Strumentazione per l'analisi ultrasuoni

sistema, anche fattori quali la sicurezza, l'incremento qualità e perseguire l' aumento del rendimento del sistema.

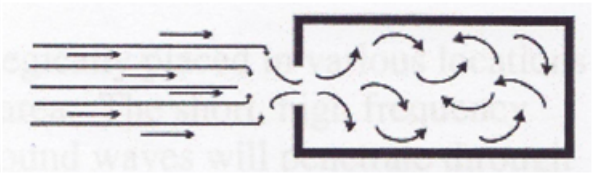
Cosa determina la rilevabilità delle perdite?

- turbolenza
- forma dell'orifizio
- pressione differenziale
- ultrasuoni concorrenti
- distanza dalla perdita
- viscosità del fluido

L'ispezione di condotte a pressione negativa (fig.2.29b) è più complessa dell'ispezione in condotte in pressione (fig.2.29a) e richiede l'utilizzo del modulo a contatto, la taratura dello strumento a 20 kHz, e l'utilizzo di un opportuno liquido rilevatore. Tale tecnica ad ultrasuoni è molto impiegata anche per il controllo di serbatoi industriali, attraverso un'emettitore d'ultrasuoni posto internamente al serbatoio ed ispezione sulle pareti esterne



(a) Condotte in pressione



(b) Condotte in depressione



(c) Ispezione serbatoi



(d) Orifizio su condotta in pressione

Figura 2.29: Detenzione di perdite

tramite pistola US (fig.2.29c). Gli ultrasuoni emessi verranno riflessi dalle superfici interne del serbatoio, e all'esterno si rileverà del segnale solamente in presenza di fissurazioni o danneggiamenti locali del serbatoio indagato.

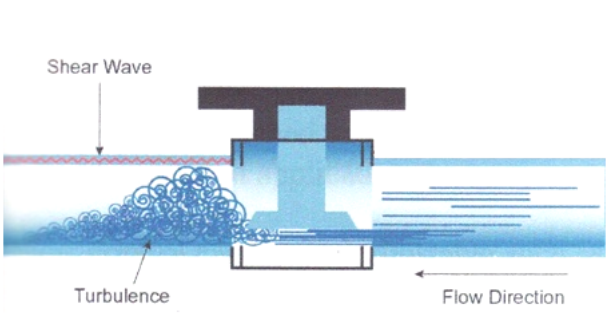
2.2.3.3 Ispezione di valvole

Un'altra applicazione tipica dell'analisi ultrasuoni è quella dell'ispezione di valvole e scaricatori di condensa. Gli ultrasuoni sono generati dall'attrito che si verifica sulla tubazione per via del moto turbolento (fig.2.30a). Tale moto turbolento è presente nel caso in cui la valvola non provveda ad una corretta e completa chiusura della condotta. Il passaggio di acqua attraverso la sezione della valvola fa variare l'ultrasuono generato da un fruscio turbolento ad un crepitio.

Essenzialmente per effettuare una corretta ispezione nella valvola si dovrà procedere per confronto mediante 2 misurazioni a monte e 2 misurazioni equidistanziate a valle della valvola. Quindi per confronto (in riferimento alla figura 2.30c):

1. VALVOLA CHIUSA : livello in dB su $C \,\&\, D \leq A \,\&\, B$

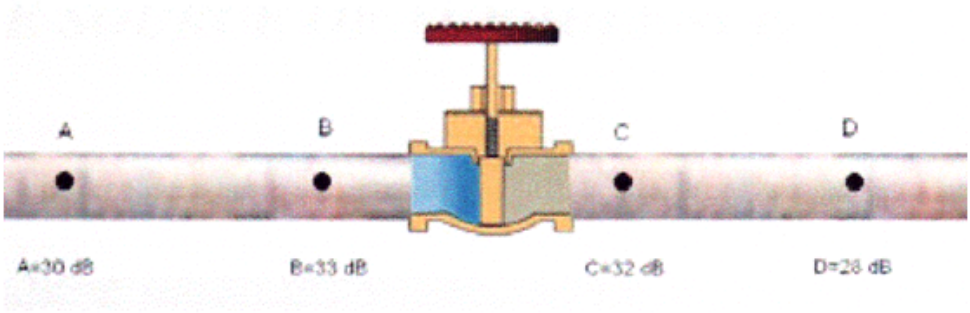
2. VALVOLA DIFETTOSA : livello in dB su $C > B \;\; ; \;\; D \leq C$



(a) Principio di funzionamento



(b) Misurazione



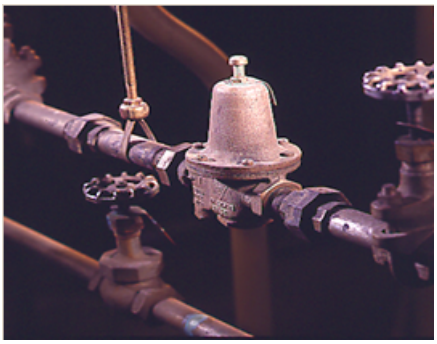
(c) Metodologia di ispezione valvole

Figura 2.30: Ispezione di valvole tramite analisi ultrasuoni - [I-Care (2010)]

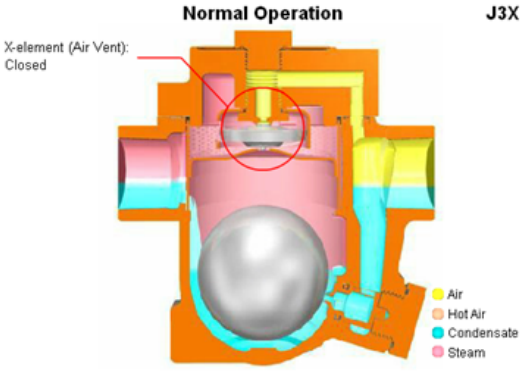
3. se $D > C$: si ha un segnale sonoro proveniente da una zona a valle della valvola, quale un ostruzione o un ostacolo (ad esempio una curvatura).

2.2.3.4 Scaricatori di condensa

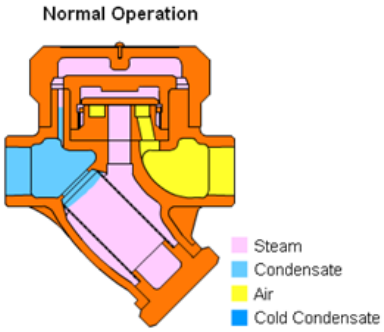
I passi d'ispezione per la detenzione di malfunzionamenti negli scaricatori di condensa sono essenzialmente: il setting della frequenza a $20 \div 25\, kHz$, Impiego del modulo a contatto e la misurazione di temperatura e livello in dB. Con tale tecnica è possibile ispezionare diverse tipologie di scaricatori di condensa: dagli scaricatori on/off (condensini meccanici, termodinamici, termostatici bimetallici e scaricatori a galleggiante e valvola termostatica) a quelli a flusso continuo, in figura 2.31 sono visibili diverse tipologie di scaricatori di condensa. E' fondamentale comprendere la modalità di funzionamento di ciascuna di esse per effettuare una diagnosi efficace.



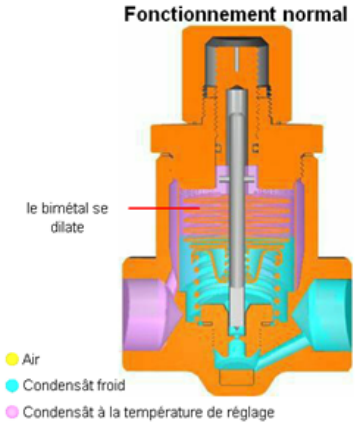
(a) Steam Trap



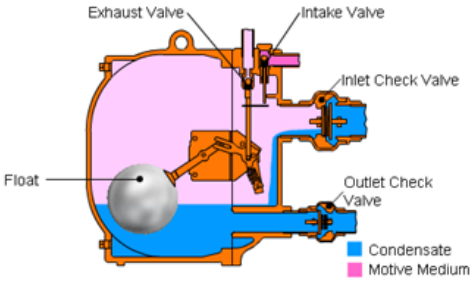
(b) Condensini a galleggiante



(c) Condensini termodinamici a disco



(d) Condensini termostatici bimetallo



(e) Scaricatore a galleggiante e valvola termostatica

Figura 2.31: Tipologie di scaricatori di condensa

2.2.3.5 Lubrificazione

Una sotto-lubrificazione provoca un contatto metallo-metallo che evolve naturalmente con un'usura abrasiva. Una sovra-lubrificazione, per contro, aumenta pressione e temperatura con conseguente degradazione delle componenti. I problemi di lubrificazione possono essere tipicamente trovati nella gamma dei 30kHz.

Le linee guida per ottenere una buona lubrificazione delle macchine sono essenzialmente:

1. ricercare condizioni di scarsa lubrificazione, indicate da:
   - un incremento di circa 8 dB oltre il funzionamento standard ;
   - un rumore sabbioso continuo;
2. quando si lubrifica: aggiungere grasso appena a sufficienza per ridurre il rumore o per tornare alla lettura in dB standard (fig.2.32);
3. lubrificare poco alla volta: lasciar il tempo al grasso di coprire la superficie.

Il 30% dei fallimenti di cuscinetto, volvente o radente, sono collegati a errata lubrificazione. Ciò rende l'idea di quanto utile possa essere un'approccio ispettivo predittivo. Si ribadisce comunque il maggior vantaggio in termini di tempi di predizione e di sicurezza di responso ottenibili mediante analisi vibrazionale, che per contro richiede però tipicamente maggiori costi di strumentazione.



(a) Ispezione e correzione (b) Usura cuscinetti

Figura 2.32: Impiego dell'analisi ad ultrasuoni per individuare condizioni di incorretta lubrificazione



Figura 2.33: Campionamento di lubrificante

2.2.4 L'analisi tribologica

2.2.4.1 La ferrografia

L'analisi degli olii industriali (Fig.2.33) nasce inizialmente come analisi ferrografica, ossia come detenzione di residui ferrosi nei lubrificanti, alla ricerca di fenomeni di usura. La ferrografia è una disciplina mirata appunto alla ricerca di evidenze microscopiche in grado di indicare precocemente i problemi di attrito anomalo e di usura, prima che il particolato che si origina raggiunga dimensioni indicatrici di usura severa, non più correggibili con opportuni interventi di manutenzione preventiva. Tale tecnica è efficacemente applicabile anche in macchine di potenza di grandi dimensioni (come turbomacchine, riduttori industriali, continue di cartiere, ...) in cui il volume di olio in gioco è molto grande, mentre la formazione di particelle è relativamente scarsa.

Le indagini condotte negli anni sulle particelle di usura derivanti dal deterioramento tribologico degli accoppiamenti, hanno permesso di individuare alcune caratteristiche peculiari delle particelle, fondamentali per l'interpretazione e la diagnosi dei processi tribologici. Infatti le particelle di usura conservano elementi caratteristici dei meccanismi di usura che le hanno prodotte. Tali caratteristiche si possono dividere in due gruppi:

- caratteristiche quantitative, definite in termini di quantità e distribuzione del particolato;
- caratteristiche qualitative, definite in termini di morfologia e natura dei frammenti prodotti.

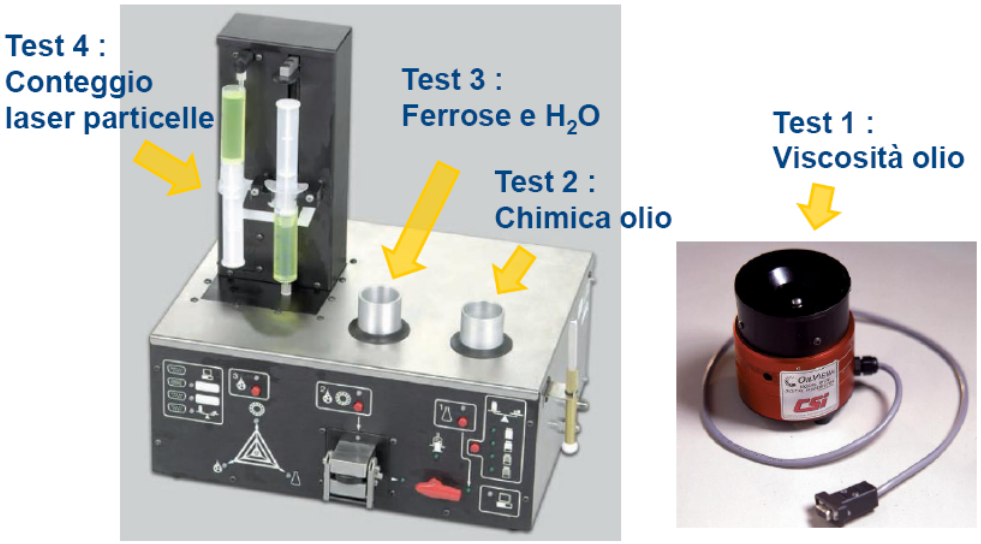


Figura 2.34: MiniLab per l'analisi trivettoriale dei lubrificanti - [I-Care (2011)]

2.2.4.2 Analisi tribologica trivettoriale

L'evoluzione naturale della tecnica di conteggio ferrografica risiede nell'analisi trivettoriale (Fig.2.34). Tale analisi unisce l'utilità della precedente integrandola con informazioni di carattere chimico fisico di estrema utilità per garantire un'adeguato livello di preavviso di difetto.

Tale analisi fornisce informazioni mirate su tre differenti proprietà del lubrificante:

1. analisi chimica del lubrificante ("stato di salute");
2. usura del macchinario;
3. contaminazione del sistema.

Tipicamente il tutto viene preceduto da un'analisi di viscosità dell'olio, caratteristica intimamente correlata alla funzione svolta dagli oli lubrificanti.

Test 1: viscosità Il viscosimetro misura la viscosità del campione d'olio attraverso una sfera rotante in sospensione, mossa da un campo magnetico.

Obiettivi:

- individuare l'impiego di olio non conforme a specifiche di macchina;

- individuare olio miscelato;
- individuare eventuale degrado dell'olio.

Test 2: chimica olio Lo step seguente è appunto quello dell'analisi chimica del lubrificante, attraverso il confronto con un dielettrico di riferimento. Gli obiettivi di tale test si possono riassumere in :

- indicare eventuale degrado dell'olio;
- individuare ossidazione o contaminazione dell'olio;
- evidenziare impieghi di lubrificanti non conformi specifica.

Test 3: rilevamento inclusioni ferrose e H_2O Attraverso la periodica inversione di un campo magnetico vengono separate eventuali particelle ferrose e/o di contaminazione acquosa. Con tale test si valuta la variazione del dielettrico (fig.2.35), al fine di:

- calcolare un indice di contaminazione;
- determinare un indice "ferroso";
- valutare eventuale contaminazione olio;
- stimare la quantità d'H_2O.

Test 4: conteggio laser di particelle Infine viene calcolata la quantità di particolato incluso nel campione di lubrificante in esame e viene misurata la taglia delle particelle attraverso conteggio laser. Ciò che si ottiene da quest'ultimo test è:

- grafico della distribuzione di particelle;
- confronto con grafici ISO;
- caratterizzazione particelle ed identificazione della tipologia di usura tribologica.

Per quest'ultimo punto in particolare, al fine di analizzare i detriti d'usura e determinarne l'origine, ci si serve tipicamente di un microscopio ottico e si basa l'analisi su un ampio database da storico (fig.2.36).

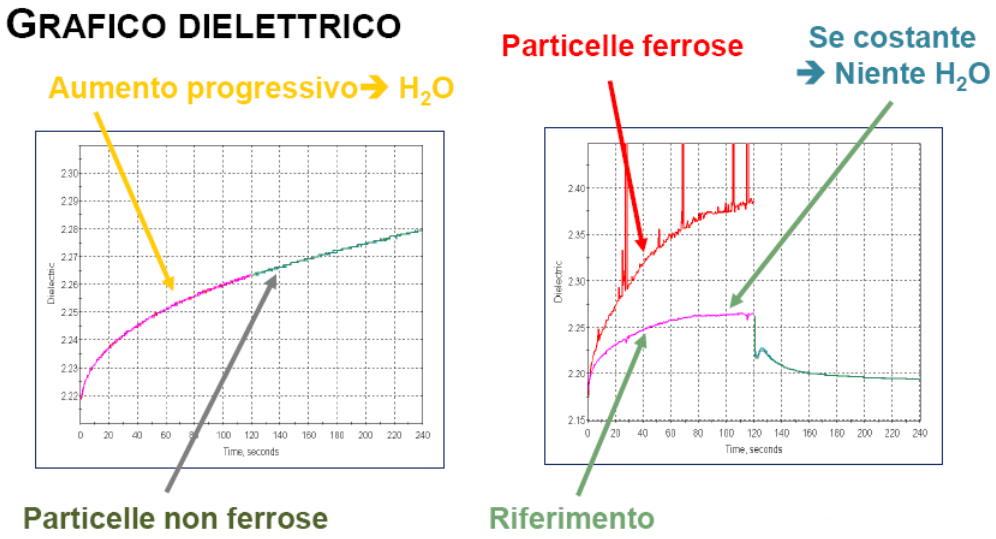


Figura 2.35: Grafico del dielettrico : individuazione contaminazioni acquose e ferrose

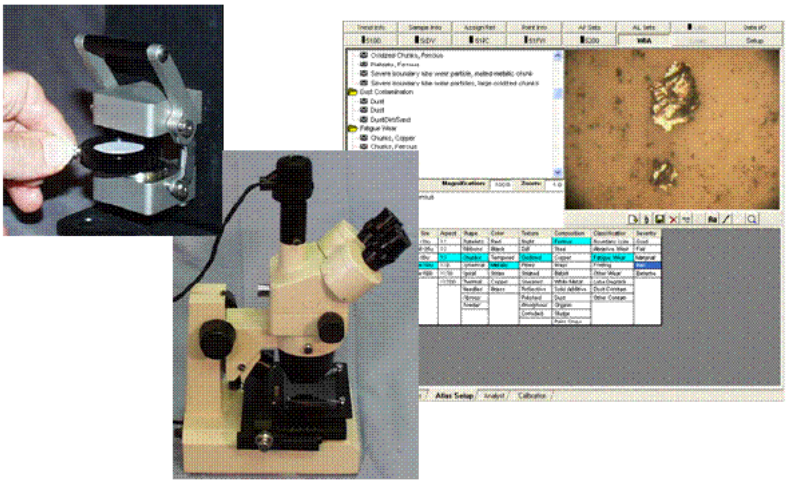


Figura 2.36: Microscopia per la caratterizzazione dei detriti d'usura

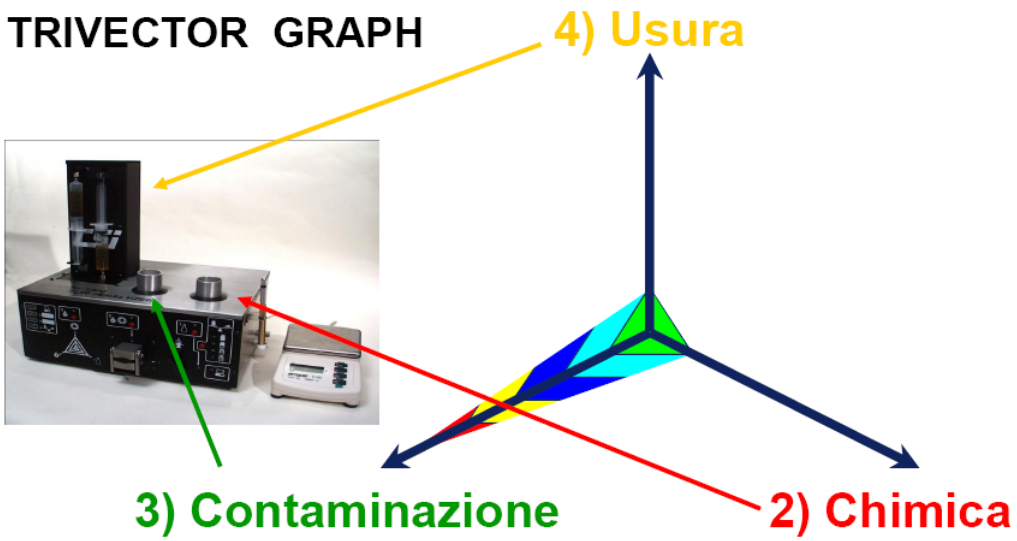


Figura 2.37: Grafico Trivettoriale

Grafico trivettoriale Come risultato di tale analisi, a riassumere lo stato di salute del macchinario e del lubrificante ad esso associato, tipicamente viene realizzato un grafico trivettoriale (fig.2.37). Tale rappresentazione permette una facile lettura dell'analisi svolta, permettendo di individuare con approccio predittivo un'incipiente fenomeno d'usura meccanica, l'impiego di lubrificanti non idonei o la cattiva gestione logistica degli oli nel caso specifico in cui si rilevino elevati contenuti acquosi o estranei al processo. Come anticipato, tale tecnica diagnostica è seconda solo all'analisi vibrazionale spettrale in termini di grado di predizione su componenti meccaniche, e viene utilizzata con successo in molte realtà impiantistiche.

2.2.5 L'analisi vibrazionale

L'analisi vibrazionale, nella sua applicazione più evoluta e recente è certamente la tecnica di diagnostica predittiva più raffinata ed esaustiva. Permette la detenzione, con elevato periodo di preavviso, della maggior parte dei difetti meccanici ed elettrici negli asset presenti in industria. Essendo argomento di tale elaborato proprio un approccio innovativo di analisi vibrazionale in bande di frequenza, si dedica alla presentazione di tale tecnologia un capitolo dedicato.

Capitolo 3

Analisi vibrazionale e sensoristica

Le macchine rotanti quali ventilatori, pompe, motori e turbine, durante il loro normale funzionamento sono soggette a fenomeni vibratori. Le vibrazioni possono sovente essere udite e all'evolvere del fenomeno difetti meccanici o cedimenti possono accadere. L'analisi vibrazionale costituisce un potente strumento di monitoring e permette di individuare con ampio preavviso un ampio range di condizioni di difettosità: supporti danneggiati, linee disallineate, rotori sbilanciati e molte molte altre tipologie di difetto. La vibrazione cambierà in relazione al variare delle condizioni della macchina.

"Di tutti i parametri che si possono misurare nell'industria senza disturbare il funzionamento delle macchine, quello che ci dà maggiori informazioni è la misura delle vibrazioni"

[ART CRAWFORD]

Internamente alla macchina si generano diverse forzanti, talune legate al moto rotatorio stesso altre legate a fenomeni d'attrito, le quali inducono il fenomeno vibratorio che viene trasferito ai supporti. Quando si misurano le vibrazioni sui supporti dei cuscinetti, ciò che si acquisisce è dunque la risposta che essi oppongono alle forze generate internamente alla macchina. Tali forzanti sono tutte legate a elementi rotanti: l'albero, le sfere dei cuscinetti, le pale rotoriche degli utilizzatori, più le vibrazioni provenienti dal processo e dalle macchine adiacenti. Se un rotore non è ben bilanciato, questo apparirà evidenziato nella vibrazione. Analogamente una linea d'albero non propriamente allineata, andrà a produrre un fenomeno vibratorio. Anche nel caso di macchine non propriamente fissate a telaio si avrà l'insorgere di un gioco meccanico, la cui energia ancora una volta confluirà nella dinamica vibratoria. Questa è la motivazione per la quale la vibrazione, propriamente

misurata ed analizzata con occhio critico, fornisce una panoramica completa ed esauriente su tutte le problematiche della macchina indagata.

Un tempo, prima delle odierne tecnologie, i tecnici addetti alla manutenzione improvvisavano tecniche per poter "udire" la vibrazione. Molto spesso semplicemente tastavano la macchina con una mano, o ascoltavano le emissioni acustiche ad orecchio. Taluni improvvisavano l'impiego del cacciavite quale amplificatore del fenomeno al fine di ascoltarlo con maggior chiarezza. La punta veniva posizionata sulla zona d'ispezione e l'impugnatura costituiva l'auricolare.

Il primo step per l'ingegnerizzazione della tecnologia vibrazionale è stato certamente quello di ricondurre il fenomeno ad una grandezza misurabile e confrontabile con ripetibilità nello spazio (da un punto di misura ad un altro) e nel tempo (da una data di misura alla successiva). Quindi giocoforza gli sforzi si focalizzarono alla standardizzazione dei livelli vibratori acquisiti, al fine di individuare una correlazione univoca tra valore misurato e conformità ed accettabilità del fenomeno. Un'ulteriore evoluzione dell'approccio è incentrata al trend delle misurazioni nel tempo, al fine di individuare prontamente una variazione dinamica rispetto al regime di corretto funzionamento. L'apporto di maggior valore all'analisi vibrazionale è però certamente da attribuirsi all'introduzione dell'analisi in frequenza quale radiografia, fotografia istantanea, dello stato di salute della macchina. Gli sforzi accademici e nel settore della ricerca industriale in tale direzione, negli ultimi 15 anni, sono stati innumerevoli ed hanno consentito una rapida ascesa dell'analisi vibrazionale quale tecnologia di punta nella detenzione predittiva dei difetti negli impianti industriali. In questo elaborato si focalizzerà la trattazione sull'analisi spettrale agli ordini e sulla sua implementazione in un innovativo approccio di real time condition monitoring, convogliando know-how accademici ed aziendali al fine di fornire una caratterizzazione dinamica in frequenza delle principali tipologie di componenti presenti in industria.

Si ritiene essenziale introdurre in questa sede tutta una serie di concetti prettamente teorici della meccanica classica delle vibrazioni utili al lettore nella comprensione dei contenuti a seguire ed al tecnico che si approcci per la prima volta all'analisi vibrazionale. Per ulteriori approfondimenti su tale tematica introduttiva si rimanda al capitolo A in appendice e alla bibliografia di riferimento [Den Harthog (1947), Funaioli (2007), Mastrotto (2010), Trevisani (2011), Krodkiewski (2008), Rao (1995), Giovagnoni (2009)].

3.1 Principi di meccanica delle vibrazioni

3.1.1 Risposta forzata

Nei sistemi fisici la dinamica oscillatoria sarà data da due componenti: dalla quota parte imputabile alle condizioni iniziali e dalla quota parte legata alle forzanti agenti. Il modello matematico di riferimento è un'equazione lineare non omogenea del secondo ordine.

$$m\ddot{x}\left(t\right)+c\dot{x}\left(t\right)+kx\left(t\right)=F\left(t\right) \tag{3.1}$$

La soluzione generale di tale modello matematico è data dalla sovrapposizione della soluzione dell'omogenea associata x_g e della soluzione particolare dell'equazione non omogenea x_p.

$$x(t)=x_g(t)+x_p(t) \tag{3.2}$$

L'integrale generale dell'omogenea associata è stato precedentemente ricavato e per sistemi sottosmorzati vale

$$x_g(t)=e^{-\varsigma\omega_n t}\left(C_s\sin\omega_d t+C_c\cos\omega_d t\right)=Ce^{-\varsigma\omega_n t}\sin\left(\omega_d t+\alpha\right) \tag{3.3}$$

Per ricavare la soluzione particolare dell'equazione non omogenea, si assuma per semplicità che la forzante sia armonica di frequenza ω.

$$F\left(t\right)=F_0\sin\omega t \tag{3.4}$$

La risposta forzata del sistema, essendo la forzante armonica agente su di un sistema supposto lineare, avrà la forma seguente

$$x_p(t)=X\cos(\omega t+\varphi) \tag{3.5}$$

Passando dunque alla rappresentazione complessa, possiamo considerare le funzioni armoniche come proiezioni sull'asse $\mathbb{R}$ del piano complesso di Gauss (Fig.A.4) dei vettori complessi associati. Risolvendo il problema in funzione di tali vettori complessi, automaticamente sarà verificata la soluzione anche per la loro proiezione sull'asse reale. Associamo

quindi ad ingresso (eq.3.4) ed uscita (eq.3.5) armonici i seguenti vettori complessi rotanti alla velocità angolare ω:

$$F(i\omega t) = F_0 e^{i\omega t} \tag{3.6}$$

$$x(i\omega t) = X e^{i(\omega t+\varphi)} \tag{3.7}$$

Riscrivendo l'eq. di equilibrio 3.1 tramite tali associazioni otteniamo

$$\left(-\omega^2 m + i\omega c + k\right) X e^{i(\omega t+\varphi)} = F_0 e^{i\omega t} \tag{3.8}$$

e facendo cadere la dipendenza dal tempo, grazie all'isofrequenzialità dei vettori

$$\left(-\omega^2 m + i\omega c + k\right) X e^{i\varphi} = F_0 \tag{3.9}$$

otteniamo

$$\begin{aligned} X e^{i\varphi} &= \frac{1}{1-\left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2 + i2\xi\frac{\omega}{\omega_n}} \cdot \frac{F_0}{k} \\ &= g(i\omega) \cdot \frac{F_0}{k} \end{aligned} \tag{3.10}$$

Dove F_0/k è la *deflessione statica* del sistema e $g(i\omega)$ è detto *coefficiente di amplificazione dinamica.*
La risposta forzata riportata in eq.3.5 viene dunque completamente soddisfatta inserendo modulo e fase della funzione 3.10 appena ottenuta:

$$X = \left|X e^{i\varphi}\right| = \frac{F_0}{k} \frac{1}{\sqrt{\left(1-\left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right)^2 + 4\xi^2\left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}} \tag{3.11}$$

$$\varphi = \angle X e^{i\varphi} = -\arctan\left(\frac{2\xi\left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)}{1-\left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}\right) \tag{3.12}$$

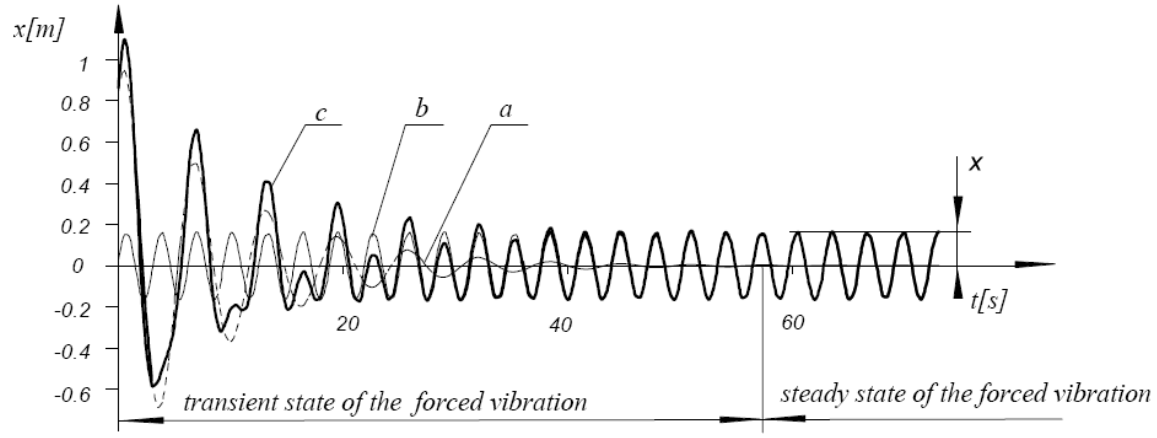


Figura 3.1: Soluzione generale - Evoluzione dinamica di un oscillatore semplice

In figura 3.1 è rappresentata la soluzione generale dell'equazione 3.2. Si osservi come tale moto (*curva c*) sia dato dalla composizione della risposta libera (*curva a*), caratterizzata dalla frequenza naturale smorzata ω_d e predominante nella fase di transitorio, e della risposta forzata (*curva b*) caratterizzata da oscillazioni armoniche di ampiezza X indipendenti dalle condizioni iniziali. Entrambe, sia la forzante (eq.3.4) che la risposta forzata (eq.3.5), sono armoniche isofrequenziali. Sono quindi rappresentabili come due fasori rotanti nel piano complesso alla velocità ω (figura 3.2).

Gli andamenti, corrispondenti a diversi valori del fattore di smorzamento ξ, di ampiezza X e fase φ della risposta a regime, sono riportate in figura 3.3, in funzione del rapporto $\frac{\omega}{\omega_n}$. Si osservi che l'ampiezza della risposta forzata è stata normalizzata rispetto alla deflessione statica $\delta = \frac{F_0}{k}$, ossia alla deflessione della molla sotto l'azione della forza statica F_0.
Si parla di RISONANZA IN AMPIEZZA quando l'ampiezza dell'oscillazione X raggiunge il massimo valore. Tale condizione si ha per $\omega = \omega_{RA} = \omega_n\sqrt{1-2\xi^2}$ ed il valore dell'ampiezza vale

$$X_{RA} = \frac{F_0}{k}\frac{1}{2\xi\sqrt{1-\xi^2}} \tag{3.13}$$

Si parla invece di RISONANZA DI FASE quando $\omega/\omega_n = 1$, ovvero quando la fase vale $\varphi = \pi/2$. In tale condizione il valore dell'ampiezza a regime vale

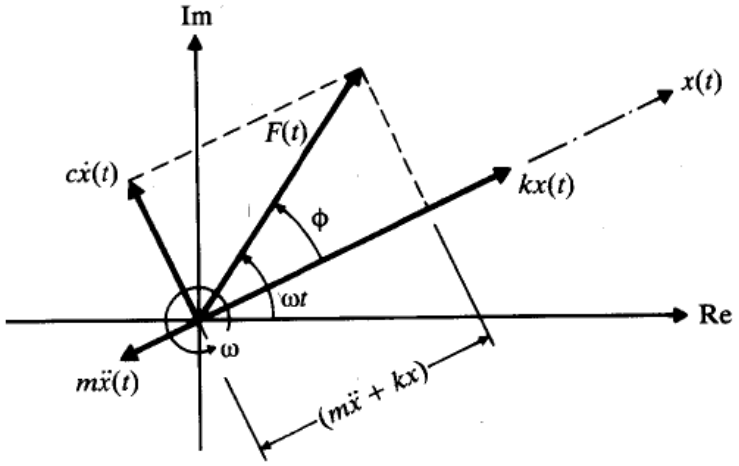


Figura 3.2: Risposta forzata dell'oscillatore semplice

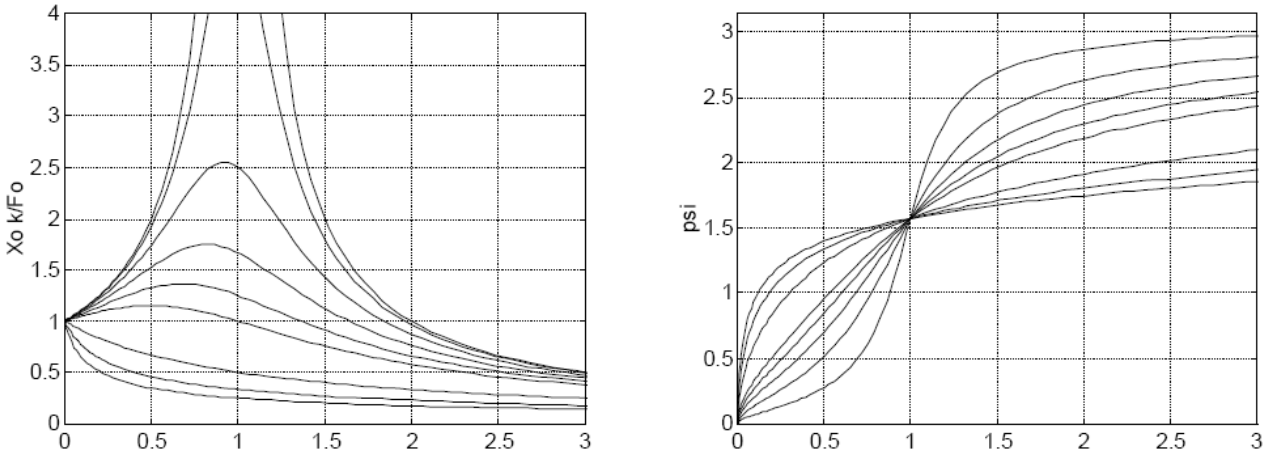


Figura 3.3: Andamento di modulo e fase della risposta forzata in funzione di $\left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)$

$$X_{RF} = \frac{F_0}{k}\frac{1}{2\xi} \tag{3.14}$$

3.1.1.1 Ricettanza

Da quanto visto sopra si è potuto dimostrare che, note le caratteristiche del sistema (m, k e c), e note anche quelle della forza armonica (F_0 e ω), è possibile trovare ampiezza e fase delle vibrazioni forzate (nella fase di comportamento a regime) tramite la relazione 3.10. Dividendo ambo i membri per F_0 otteniamo una funzione complessa della variabile reale ω che riveste una notevole importanza nello studio dei sistemi vibranti. Tale funzione, che rientra nella categoria più generale delle FUNZIONI DI RISPOSTA IN FREQUENZA (FRFs - Frequency Response Functions) o anche delle Funzioni di Trasferimento (TFs - Transfer Functions), viene generalmente indicata con il simbolo $H(i\omega)$ e prende il nome di *Ricettanza* del sistema:

$$H(i\omega) = \frac{Xe^{i\varphi}}{F_0} \tag{3.15}$$

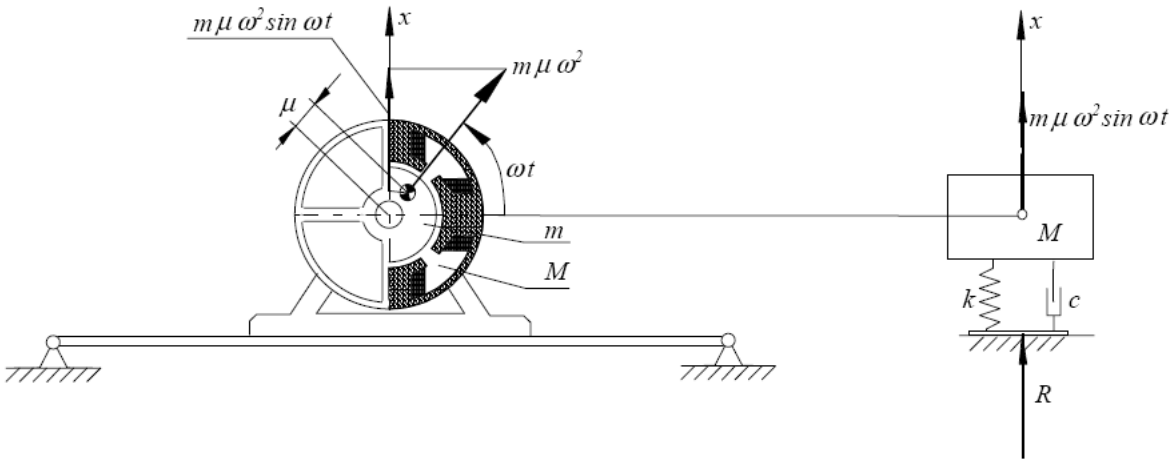


Figura 3.4: Sbilanciamento in Macchine Rotanti

3.1.2 Risposta forzata dovuta a sbilanciamento in elementi rotanti

Una possibile forzante che tipicamente caratterizza i fenomeni vibratori in industria è l'eccitazione causata dalle forze d'inerzia prodotte dagli elementi rotanti. Un'esempio di dinamica caratterizzata da tale tipo di forzante è visibile in figura3.4, ove si ha un motore elettrico rotante alla velocità angolare costante ω. Se μ rappresenta lo sbilanciamento statico del rotore ed m la sua massa, il rotore produce allora la forzante centrifuga

$$F = m\mu\omega^2 \tag{3.16}$$

La sua componente lungo la verticale vale quindi

$$F = m\mu\omega^2 \sin\omega t \tag{3.17}$$

Detta M la massa del motore, il supporto del motore viene schematizzato per semplicità con un asta doppiamente appoggiata con carico concentrati in mezzeria di rigidezza k. Le proprietà smorzanti del sistema vengono approssimativamente riassunte dal fattore di smorzamento c. Detto questo il sistema reale è facilmente riconducibile al modello fisico dell'oscillatore semplice smorzato (fig.3.4) e dunque la dinamica oscillatoria troverà caratterizzazione nel consueto modello matematico:

$$M\ddot{x} + c\dot{x} + kx = m\mu\omega^2 \sin\omega t \tag{3.18}$$

Da cui

$$\ddot{x} + 2\varsigma\omega_n\dot{x} + \omega_n^2 x = \frac{m\mu\omega^2}{M}\sin\omega t \tag{3.19}$$

e confrontando quest'ultima con la 3.11 otteniamo

$$X = \mu\frac{m}{M}\left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2 \frac{1}{\sqrt{\left(1-\left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right)^2 + 4\varsigma^2\left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}} = \mu\frac{m}{M}\left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2 g\left(\omega\right) \tag{3.20}$$

$$\varphi = -\arctan\left(\frac{2\varsigma\left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)}{1-\left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}\right) \tag{3.21}$$

Il rapporto $\frac{X}{\mu\frac{m}{M}}$ è detto fattore di amplificazione. L'andamento spettrale di modulo e fase è rappresentato in figura in funzione di $\left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)$ per diversi valori del fattore di smorzamento ξ. La risposta del sistema soggetto a sbilanciamento corrisponderà quindi ad una sinusoide isofrequenziale alla velocità di rotazione della macchina stessa $x(t) = Xsin\left(\omega t + \varphi\right)$.

La forza trasmessa ai supporti R, in accordo al modello fisico rappresentato in figura 3.4 è

$$\begin{aligned} R(t) &= kx + c\dot{x} \\ &= kX\sin\left(\omega t + \varphi\right) + cX\cos\left(\omega t + \varphi\right) \\ &= X\sqrt{k^2 + c^2\omega^2}\sin\left(\omega t + \varphi + \delta\right) \end{aligned} \tag{3.22}$$

La risposta in ampiezza vale dunque

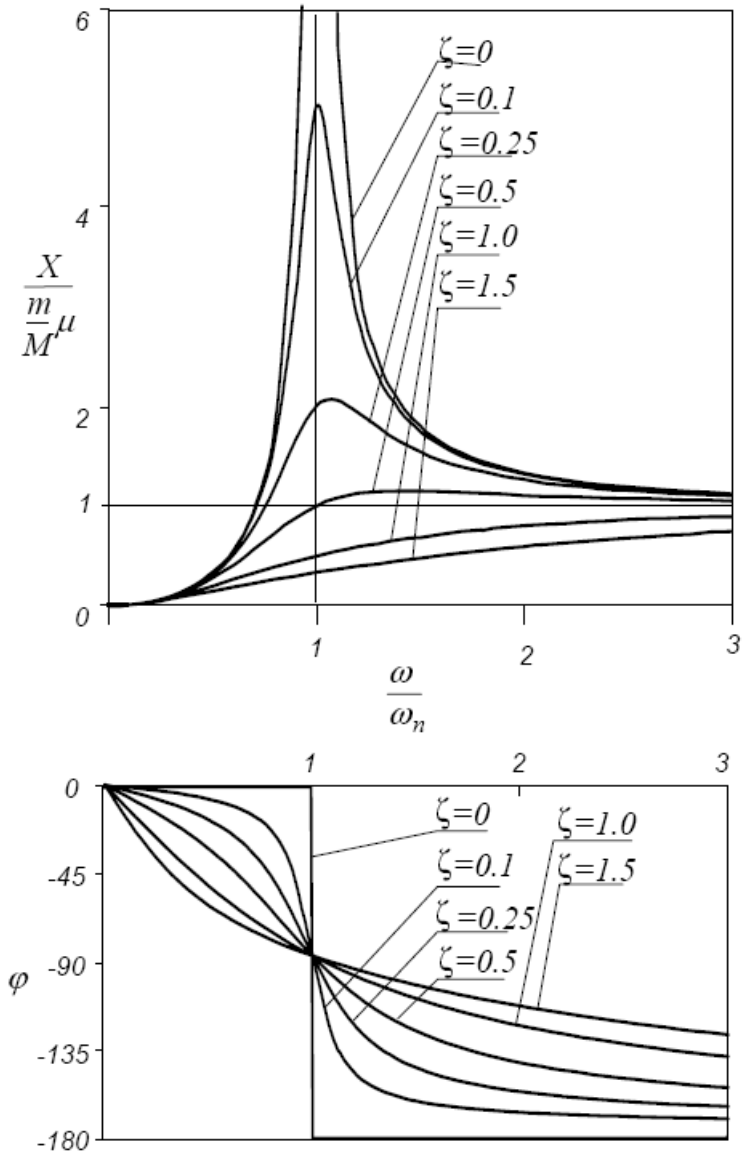


Figura 3.5: Risposta in frequenza di un sistema soggetto a sbilanciamento

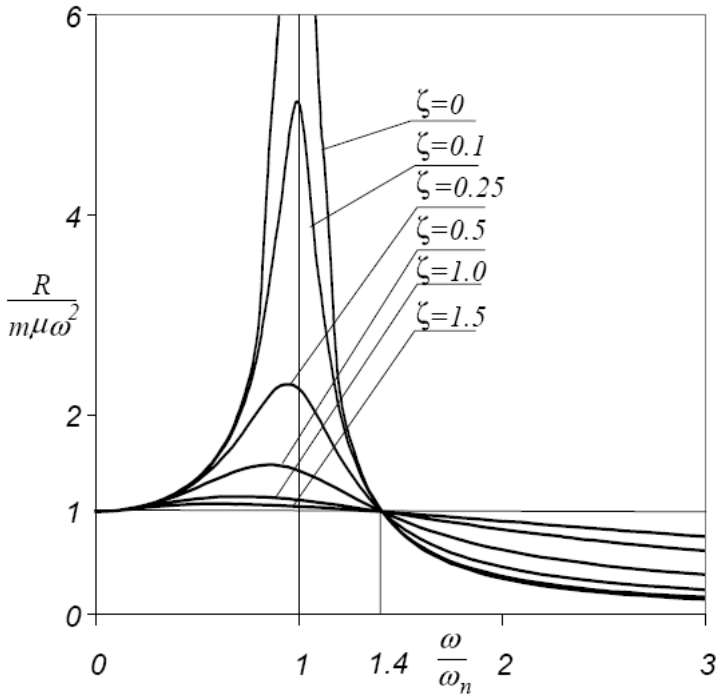


Figura 3.6: Trasmissività del fenomeno vibratorio

$$
\begin{aligned}
|R| &= X\sqrt{k^2 + c^2\omega^2} \\
&= XM\sqrt{\omega_n^4 + 4\varsigma^2\omega_n^2\omega^2} \\
&= m\mu\omega^2 \frac{\sqrt{1 + 4\varsigma^2\left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}}{\sqrt{\left(1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right)^2 + 4\varsigma^2\left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}}
\end{aligned}
\tag{3.23}
$$

Il rapporto $|R|/m\mu\omega^2$ è detto TRASMISSIBILITÀ. In figura 3.6 è rappresentato l'andamento della trasmissibilità del segnale al variare del rapporto $\frac{\omega}{\omega_n}$. Per frequenze della forzante inferiori ad $\omega < 1.4\omega_n$ la forza trasmessa alle fondazioni è superiore alla forza centrifuga in sé, con una forte amplificazione in prossimità della frequenza di risonanza. Per $\omega > 1.4\omega_n$ la reazione è invece inferiore ad $|F| = m\mu\omega^2$ ed è tendente a 0 per frequenze tendenti all'infinito.

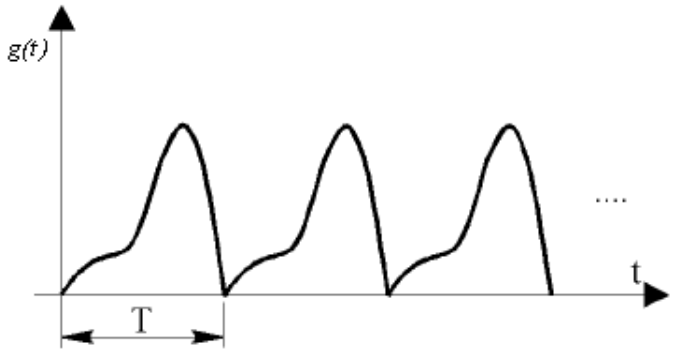


Figura 3.7: Esempio di segnale periodico

3.1.3 Serie di Fourier e trasformata di Fourier

3.1.3.1 Serie di Fourier

Si è finora utilizzato il termine analisi in frequenza e si è fatto riferimento alla trasformata di Fourier. Per capire tali concetti verrà ora introdotta la Serie di Fourier.

Requisito fondamentale per poter calcolare la SERIE DI FOURIER di una funzione $g(t)$ è che quest'ultima sia una *funzione periodica*, ossia deve esistere un periodo T tale che

$$g(t) = g(t+T)$$

In ipotesi di funzione periodica di periodo $T = \frac{2\pi}{\varpi}$è possibile espandere tale funzione in serie di Fourier

$$\begin{aligned} g(t) &= A_0 + \sum_{n=1}^{\infty} A_n \cos(n\varpi t + \alpha_n) \\ &= \sum_{n=0}^{\infty} A_n \cos(n\varpi t + \alpha_n) \end{aligned} \tag{3.24}$$

La funzione periodica $g(t)$ viene dunque espressa come una sommatoria di infiniti contributi armonici di pulsazioni multiple intere della pulsazione ϖ. Le vere informazioni del contenuto in frequenza del segnale sono quindi racchiuse nei coefficienti A_n, facilmente calcolabili come segue:

$$A_0 = \frac{1}{T}\int_0^T g(t)dt \tag{3.25}$$

$$A_n = \sqrt{a_n^2 + b_n^2}$$

ove

$$a_n = \frac{2}{T}\int_0^T g(t)\cos(n\varpi t)dt \tag{3.26}$$

$$b_n = \frac{2}{T}\int_0^T g(t)\sin(n\varpi t)dt \tag{3.27}$$

Mediante tale Serie di Fourier è possibile scomporre un segnale periodico in un *Somma di infinite Armoniche* opportunamente amplificate e sfasate tra loro. Unica "pecca" dell'approccio risiede nel fatto che i contributi armonici sono appunto "infiniti" interi. Si ricordi però sempre che un segnale tipicamente produce più energia solamente in un fissato range di frequenza e dunque nella maggior parte dei casi ci si può concentrare su di un numero limitato di contributi armonici.
Quindi, data una forzante periodica $F(t)$ si avrà una risposta periodica $x(t)$ [1]

$$x(t) = \sum_{n=0}^{\infty}\left[\frac{F_n}{k}g(in\varpi)\right]\cos(n\varpi t + \alpha_n + \phi_n) \tag{3.28}$$

ricordando che ogni n-esima armonica sarà caratterizzata dalla propria risposta in frequenza nella forma:

$$H(in\varpi) = \frac{x_n e^{i\phi_n}}{F_n} = \frac{1}{k}g(in\varpi)$$

Forma Complessa della serie di Fourier

Facendo ricorso alle formule di Eulero[2] è possibile rielaborare l'espressione 3.24 otte-

[1] Si osservi che si raggiunge cedimento a fatica di componente soggetto ad una forzante periodica non solo se questa agisce alla frequenza di risonanza, ma anche se una delle sue componenti armoniche lavora alla frequenza naturale del sistema.

[2] $e^{ix} = \cos x + i\sin x$
$\cos x = \frac{e^{ix}+e^{-ix}}{2}$; $\sin x = \frac{e^{ix}-e^{-ix}}{i2}$

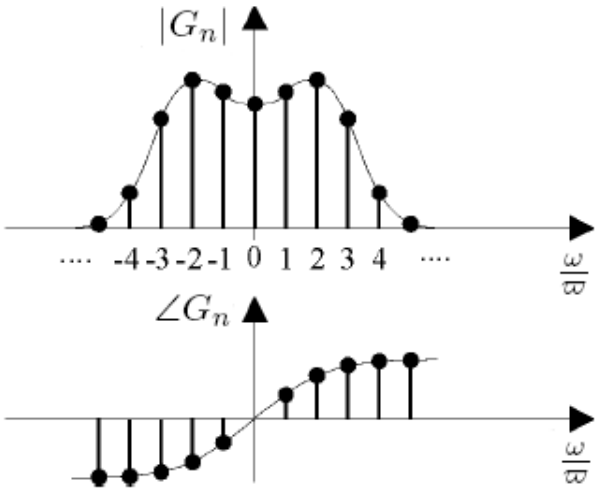


Figura 3.8: Spettro Discreto della Serie di Fourier

nendo la SERIE DI FOURIER IN FORMA COMPLESSA

$$g(t) = \sum_{n=-\infty}^{+\infty} G_n e^{in\varpi t} \tag{3.29}$$

dove

$$G_n = \frac{1}{T} \int_0^T g(t) e^{-in\varpi t} dt \tag{3.30}$$

Ossia un generico segnale periodico è ottenibile come somma di infiniti termini complessi numerabili, multipli interi della pulsazione fondamentale ϖ.

I coefficienti $G_n$della serie complessa di Fourier sono dei numeri complessi, e come tali sono rappresentabili mediante diagramma di modulo e fase ottenendo così lo *Spettro della Serie di Fourier*.

Come visibile in figura 3.8 tale spettro è :

Discreto formato dai coefficienti G_n;

Complesso poiché formato appunto da coefficienti G_n complessi;

Pari Coniugato essendo $G_{-n} = G_n^*$

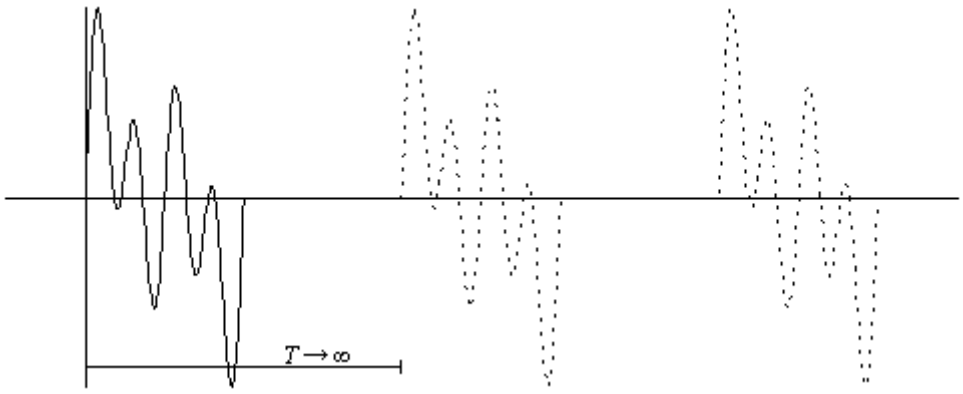


Figura 3.9: Rappresentazione di un generico segnale come parte di un segnale periodico di periodo $T \to \infty$

Dunque lo spettro discreto dei moduli si ottene riportando su un diagramma i valori dei moduli $|G_n|$ in funzione di ω, in corrispondenza delle pulsazioni multiple intere della fondamentale ϖ. Si osservi dalla 3.30 di come valga la seguente equivalenza $|G_n| = \frac{1}{2}A_n$ tra i coefficienti della serie complessa e reale di Fourier.

3.1.3.2 Trasformata di Fourier

Nei casi reali spesso l'ipotesi di periodicità del segnale analizzato non è verificata e pregiudica la possibilità di analizzare un GENERICO SEGNALE tramite l'approccio basato sulle Serie di Fourier. Per ovviare a questo inconveniente si può immaginare un generico segnale, o una porzione di esso, come parte di un segnale periodico di periodo che tende all'infinito, vedi figura 3.9.
Questo equivale a passare al limite della serie di Fourier, ossia posto $\omega = n\varpi$ e $\varpi = \Delta\omega$, si ottiene

$$\lim_{T\to+\infty\,,\,\varpi\to 0}\left[G_n = \frac{1}{T}\int_0^T g(t)e^{-in\varpi t}dt\right]$$

da cui otteniamo la definizione della TRASFORMATA DIRETTA DI FOURIER :

$$G(i\omega) = \int_{-\infty}^{+\infty} g(t)\cdot e^{-i\omega t}dt \tag{3.31}$$

Nei casi reali è molto importante poter eseguire anche l'operazione inversa, ossia la *Trasformata Inversa di Fourier* :

$$g(t) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} G(i\omega) \cdot e^{i\omega t} dt \tag{3.32}$$

Da un punto di vista pratico e concettuale l'importanza di poter eseguire la trasformata inversa di Fourier implica che non c'è perdita di informazioni nell'applicare tale operatore. L'aver eliminato il vincolo di periodicità del segnale da analizzare garantisce l'applicazione della Trasformata di Fourier a qualsiasi tipo di segnale. È di uso comune quindi ipotizzare una certa forma di periodicità del segnale di cui ci si vuole occupare e verificare a posteriori le componenti in frequenza caratteristiche del segnale stesso. Non tutte le funzioni, tuttavia, si prestano ad essere ben rappresentate tramite analisi di Fourier. Esempi tipici sono le funzioni che presentano discontinuità di ordine superiore al primo, come le onde a dente di sega e le onde quadre che richiedono parecchi termini sinusoidali per essere ben rappresentate. Tale trasformata è ancora un numero complesso pari-coniugato ($G(-i\omega) = G(i\omega)^*$) dipendente da ω e quindi è a sua volta rappresentabile come una funzione complessa attraverso i diagrammi del modulo e della fase. La rappresentazione di un segnale attraverso andamenti di modulo e fase in frequenza è denominata contenuto in frequenza del segnale.

3.2 L'analisi vibrazionale nella manutenzione predittiva

3.2.1 Domini di rappresentazione

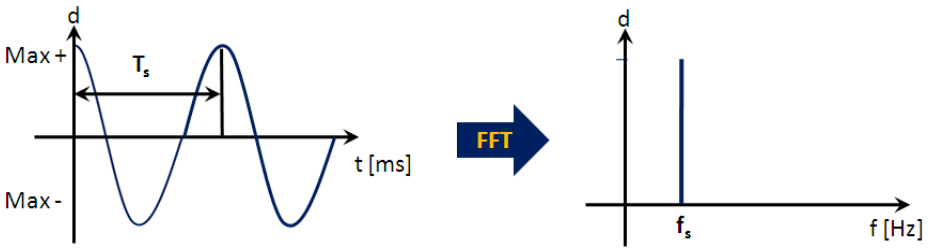
Come abbiamo visto grazie alla trasformata di Fourier è possibile considerare un generico segnale come sommatoria di infinite componenti armoniche multiple intere della frequenza del segnale originale. Una armonica, che nel dominio del tempo verrà rappresentata come una sinusoide perfetta di periodo T_s, nel dominio delle frequenze sarà invece caratterizzata da un unico picco di ampiezza ben definita e frequenza pari a $f_s = {}^1/_{T_s}$, come rappresentato in figura 3.10a. Dunque, in maniera analoga, una vibrazione per quanto possa apparire complessa nel dominio del tempo, si presenterà nello spettro in frequenza come un insieme di famiglie armoniche multiple intere di armoniche principali di ampiezza e frequenza costanti. La forma d'onda nel tempo costituisce effettivamente uno strumento potente, che accorpa in sé tutta l'informazione trasmessa dal fenomeno vibratorio, ma diviene nella pratica di difficile interpretazione via via che si sommano e sovrappongono più effetti dinamici. Lo spettro in frequenza, ottenuto tramite trasformata di Fourier, permette dunque di trattare fenomeni vibratori anche molto complessi nel dominio del tempo con relativa facilità (Fig.3.10b).

Vediamo innanzitutto come sia possibile caratterizzare una generica forma d'onda nel tempo, mediante l'impiego di opportuni parametri geometrici.

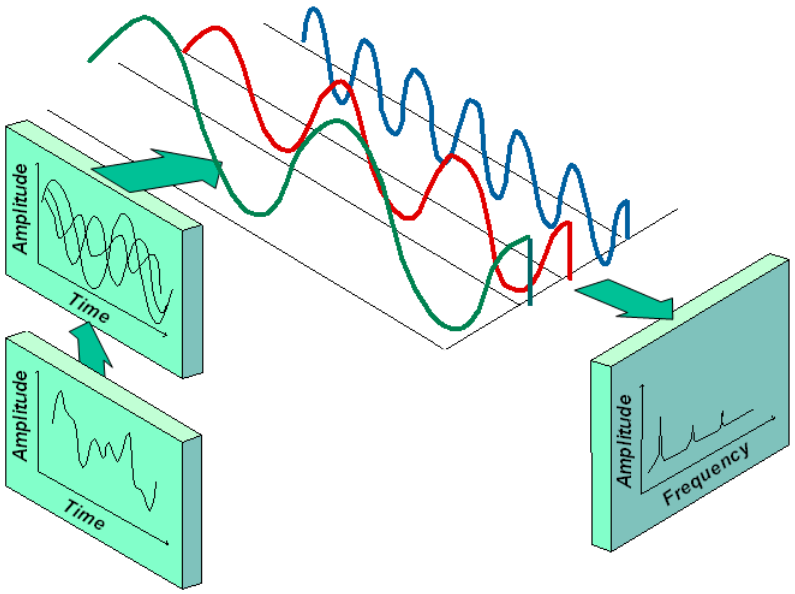
3.2.1.1 Waveform

La waveform (forma d'onda) di un generico segnale vibrazionale è intimamente legata al fenomeno fisico che l'ha generata e ciascuna pulsazione e ciascun ciclo in essa contenuto costituiscono elementi importantissimi per l'analista, nonostante in molti casi reali risulti di difficile lettura vanificando ogni sforzo di estrapolare informazioni utili. Nella pratica tecnica, si sono sviluppate diverse strade per condensare e riassumere tale rappresentazione temporale a mezzo di pochi parametri geometrici. Nello specifico tipicamente ritroviamo quattro differenti vie per la misura della forma d'onda temporale (fig.3.11):

- RMS (Root Mean Squared)
- Average
- Peak



(a) Due domini di rappresentazione di un armonica semplice



(b) Passaggio dal dominio del tempo allo spettro in frequenza tramite FFT - [Skeirik (2008)]

Figura 3.10

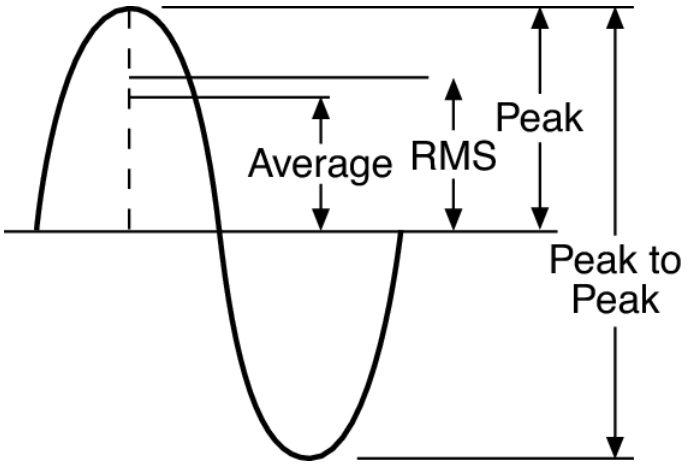


Figura 3.11: I quattro parametri di misura tipicamente impiegati per la waveform

- Peak-to-Peak

L'ampiezza PEAK-TO-PEAK (abbreviata con "pk-pk") corrisponde al valore misurato tra il massimo ed il minimo picco raggiunto nel periodo T. Per una forma d'onda puramente sinusoidale tale valore corrisponde semplicemente al valore d'ampiezza.
Il VALORE RMS (o valore efficace) viene calcolato differentemente. Il processo di calcolo del valore RMS risulta nella pratica l'inverso della sua definizione: i valori vengono elevati al quadrato (Squared), mediati (Averaged) ed infine posti sotto radice (squared Root).

$$RMS = \sqrt{\frac{1}{T}\int_0^T x^2(t)dt} \tag{3.33}$$

Per una sinusoide, come quella riportata in figura 3.12, è possibile vedere graficamente il processo di *raddrizzamento* del segnale effettuato per il calcolo del valore RMS nel quale tutti i picchi vengono normalizzati nel semipiano positivo e quindi mediati. Nel solo caso di waveform puramente sinusoidale vale la seguente relazione:

$$RMS = pk \cdot \left(\frac{\sqrt{2}}{2}\right) \simeq pk \cdot 0.707 \tag{3.34}$$

Il VALORE MEDIO (Average) corrisponde invece a 0.637 volte il valore di picco. Tale parametro viene raramente impiegato nelle applicazioni odierne, ma è possibile incontrarlo

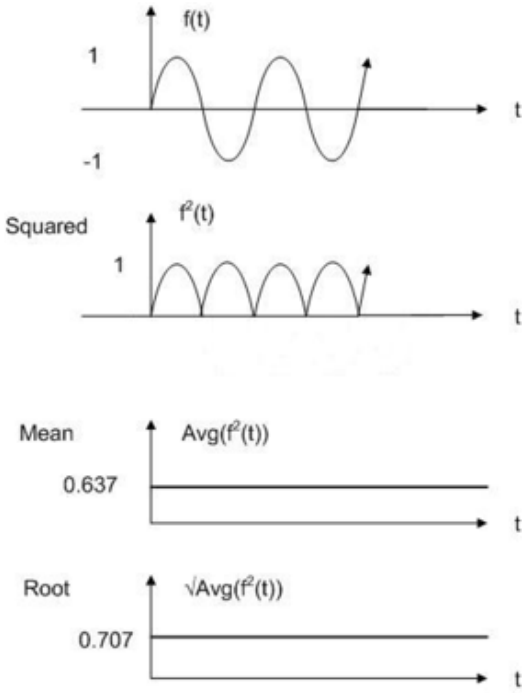


Figura 3.12: Calcolo del valore RMS di una forma d'onda puramente sinusoidale

in qualche misuratore analogico.

Crest factor Il CREST FACTOR di una forma d'onda è il rapporto tra il valore di picco ed il valore RMS. Di sovente viene denominato appunto peak-to-rms-ratio e corrisponde ovviamente a 1.414 per una sinusoide perfetta. Il segnale derivante da una macchina non bilanciata sarà, per quanto visto al paragrafo 3.1.2, caratterizzato da una sinusoide e dunque il crest factor sarà prossimo a 1.414. Contrariamente, macchine con difettosità ai cuscinetti (ad esempio) avranno una *"spiky" waveform* (fig.3.13), molto più irregolare e caratterizzata da picchi acuti con conseguente valore molto più elevato del crest factor. Nonostante il crest factor non sia molto impiegato, questo è un ottimo valore con cui monitorare l'evoluzione del fenomeno nel trend temporale.

$$CF = \frac{pk}{RMS} \tag{3.35}$$

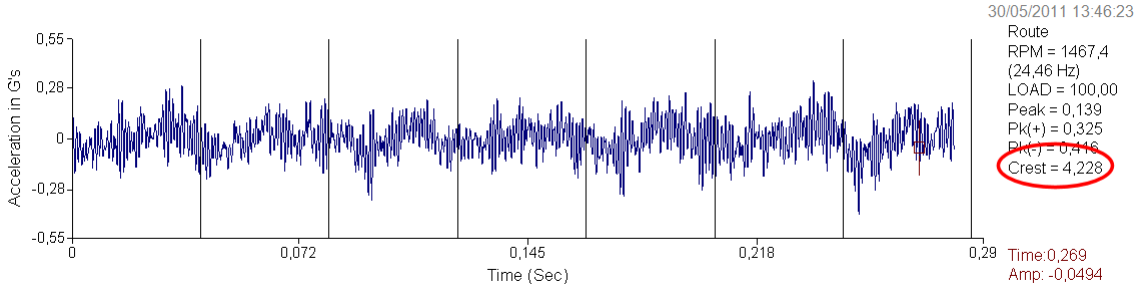


Figura 3.13: Il Crest Factor è una misura della regolarità geometrica del segnale armonico

3.2.2 Unità di misura nell'analisi vibrazionale

Il fenomeno vibratorio è, come vedremo, misurabile attraverso diverse tipologie di trasduttori che forniscono un segnale rispettivamente in spostamento, velocità o accelerazione. Essendo tali tre unità di misura del fenomeno dinamico rappresentabili a mezzo di vettori rotanti isofrequenziali nel piano complesso (Ref.A.6.1), sussistono le seguenti relazioni matematiche:

$$\begin{aligned} x(t) &= X \sin(\omega t) = \mathbb{R}\left[\overrightarrow{X}\right] \\ \dot{x}(t) &= \frac{\partial x}{\partial t} = \omega X \cos(\omega t) = \mathbb{R}\left[i\omega\overrightarrow{X}\right] \\ \ddot{x}(t) &= \frac{\partial^2 x}{\partial t^2} = -\omega^2 X \sin(\omega t) = \mathbb{R}\left[-\omega^2\overrightarrow{X}\right] \end{aligned} \tag{3.36}$$

Dunque tenendo in considerazione solamente il valore del moduli, vediamo sussistere una relazione molto semplice per il passaggio da una unità di misura all'altra nel dominio spettrale, semplicemente moltiplicando per la pulsazione ω ad ogni operazione di derivazione nel tempo.

$$\begin{aligned} &X \\ &\dot{X} = \omega X \\ &\ddot{X} = \omega^2 X \end{aligned} \tag{3.37}$$

Come vedremo nell'immediato prosieguo di questo elaborato, tipicamente lo spettro in frequenza viene processato ed analizzato in velocità. Tale scelta consente di sfruttare a pieno la relazione che intercorre tra i moduli delle tre unità di misura. Infatti, come è possibile vedere in figura 3.14, considerando lo spettro in unità di velocità siamo in grado di apprezzare il fenomeno vibratorio in un ampio range di frequenza, senza amplificazione o attenuazione di alcun picco spettrale, consentendoci di avere una situazione globale delle frequenze caratteristiche presenti nell'acquisizione. Passando in spostamento, ossia dividendo lo spettro in velocità per ω, otteniamo una sensibile amplificazione delle basse frequenze, con conseguente abbattimento dei fenomeni presenti in alta frequenza. Invece moltiplicando per ω lo spettro in velocità, ponendoci dunque in unità di accelerazione, otterremo un forte incremento dei picchi in alta.

LO SPOSTAMENTO è dunque maggiormente "sensibile" alle vibrazioni a bassa frequenza e tipicamente viene rappresentato in $\mu m\ pk - pk$. Lo spostamento, in ipotesi di comportamento lineare, è direttamente proporzionale alle tensioni prodotte nel corpo soggetto al fenomeno di deformazione per effetto vibrazionale.

La VELOCITÀ consente una visione d'insieme delle componenti armoniche presenti nell'intero range di frequenza, caratteristica che la elegge ad unità standard per la rappresentazione spettrale (***mm/s RMS***). Si osservi che, essendo la velocità il gradiente dello spostamento nel tempo essa è proporzionale alla sollecitazione a fatica meccanica della struttura indagata, e costituisce dunque un ottimo indicatore della gravosità del fenomeno.

L'ACCELERAZIONE, per la sua proprietà di evidenziare i picchi presenti in alta frequenza, viene tipicamente impiegata per macchine ad elevato regime rotazionale sopra i $10000\ RPM$ e per analisi ad alta frequenza per il monitoring di cuscinetti e riduttori. L'accelerazione è proporzionale alle forze agenti nella macchina, regioni ove talvolta i valori di velocità e spostamento sono contenuti, e trova oggi sempre maggior impiego, grazie allo sviluppo continuo di nuove metodologie d'analisi del segnale. L'unità di misura tecnica convenzionalmente impiegata nella rappresentazione spettrale è il $g\,pk$.

Per la maggior parte delle componenti presenti in macchine rotanti, è buona pratica collezionare la waveform in accelerazione, e lo spettro in velocità [I-Care (2005), RMS (2009), Skeirik (2008)]. Tale scelta consente di ottenere il meglio da entrambe le rappresentazioni.

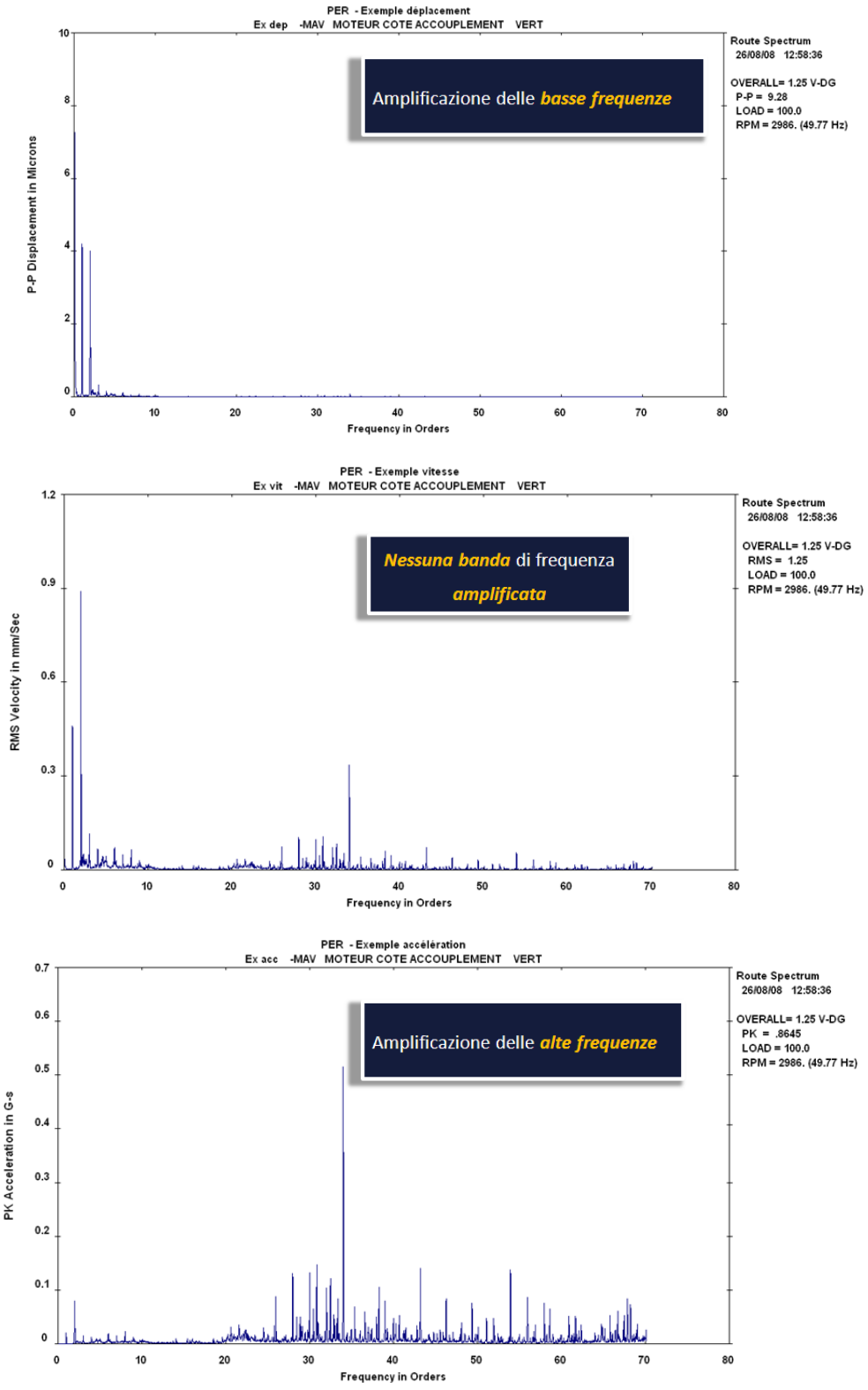


Figura 3.14: Spettro in frequenza rappresentato in spostamento, velocità ed accelerazione




Figura 3.15: Effetti catastrofici correlati al fenomeno di risonanza

3.2.3 Risonanza e velocità critiche

E' possibile individuare tre pulsazioni caratteristiche in un generico sistema riconducibile ad un oscillatore semplice:

$$\begin{aligned} \omega_n &= \sqrt{\frac{k}{m}} \quad &: \ Pulsazione\, Naturale \\ \omega_d &= \omega_n\sqrt{1-\varsigma^2} \quad &: \ Pulsazione\, Naturale\, Smorzata \\ \omega_r &= \omega_n\sqrt{1-2\varsigma^2} \quad &: \ Pulsazione\, di\, Risonanza \end{aligned} \tag{3.38}$$

La pulsazione naturale di un sistema si trova forzando il sistema e determinando ove si ha $\varphi = -\pi/2$. ω_d è invece caratteristica della risposta libera e si ottiene colpendo il sistema e rilevandone la frequenza. La pulsazione di risonanza ω_r di un sistema si osserva invece ove è massimo il rapporto tra ingresso ed uscita. Osservando la risposta del sistema in ampiezza in figura 3.20 si vuole evidenziare il fatto che il fenomeno di RISONANZA si riscontra in un picco di forte incremento d'ampiezza d'oscillazione, in prossimità della frequenza naturale del sistema. Si noti che $\omega_n \longrightarrow \omega_r$ tanto più quanto il fattore di smorzamento $\varsigma \longrightarrow 0$.

Nella pratica comune è consuetudine assimilare tali due frequenze ω_n e ω_r ad un unico macro fenomeno, indicato come risonanza del sistema, che si manifesta sottoforma di un forte incremento del livello di vibrazione con conseguente aumento dell'energia introdotta nel sistema, fino a causare in molti casi il collasso della struttura (fig.3.15).

3.2.3.1 Risposta in frequenza in sistemi ad n g.d.l. ed antirisonanza

Nel caso di sistemi ad n gradi di libertà l'equazione del moto è riconducibile a:

$$[M]\{\ddot{x}(t)\} + [C]\{\dot{x}(t)\} + [K]\{x(t)\} = \{F(t)\} \tag{3.39}$$

Per disaccoppiare tale sistema di equazioni del moto è possibile applicare la proiezione modale, passando da coordinate misurabili $x(t)$ a coordinate modali $\eta(t)$

$$\{x(t)\} = [U]\{\eta(t)\} \tag{3.40}$$

dove $[U]$ è la matrice modale, le cui colonne sono costituite da n autovettori $\{u\}$ ortogonali del sistema, corrispondenti ai modi di vibrare dello stesso.

Premoltiplicando dunque l'eq. del moto in coordinate modali per $[U]^T$ otteniamo

$$[U]^T[M][U]\{\ddot{\eta}(t)\} + [U]^T[C][U]\{\dot{\eta}(t)\} + [U]^T[K][U]\{\eta(t)\} = [U]^T\{F(t)\} \tag{3.41}$$

$$\{\ddot{\eta}(t)\} + [U]^T[C][U]\{\dot{\eta}(t)\} + [\Omega]\{\eta(t)\} = [U]^T\{F(t)\} = \{L(t)\} \tag{3.42}$$

dove

$$[\Omega] = \begin{bmatrix} \omega_1^2 & 0 & 0 \\ 0 & \ddots & 0 \\ 0 & 0 & \omega_n^2 \end{bmatrix} \tag{3.43}$$

$$\{L(t)\} \ : \ Carico\, modale$$

ottenendo quindi

$$\ddot{\eta}_i(t) + 2\xi_i\omega_i\dot{\eta}_i(t) + \omega_i^2\eta_i(t) = L_i(t) \ , \quad i = 1, ..., n \tag{3.44}$$

In ipotesi di forzante armonica $\{F(t)\} = \left\{ \begin{array}{c} F_{01}\cos(\omega t + \alpha_1) \\ \vdots \\ F_{0n}\cos(\omega t + \alpha_n) \end{array} \right\}$ la risposta in frequenza del singolo oscillatore modale risulta

$$\frac{\eta_i(i\omega)}{L_i(i\omega)} = \frac{1}{\omega_i^2} g_i(i\omega) \tag{3.45}$$

ossia

$$\{\eta(i\omega)\} = \begin{bmatrix} \frac{1}{\omega_1^2} g_1(i\omega) & 0 & 0 \\ 0 & \ddots & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{\omega_n^2} g_n(i\omega) \end{bmatrix} \{L(t)\} = [T(i\omega)]\{L(i\omega)\} \tag{3.46}$$

Ed applicando la sovrapposizione modale ricaviamo la matrice $[H(i\omega)]$ delle risposte in frequenza

$$\begin{aligned} \{x(i\omega)\} &= [U][T(i\omega)]\{L(i\omega)\} \\ &= [U][T(i\omega)][U]^T\{F(i\omega)\} \\ &= [H(i\omega)]\{F(i\omega)\} \end{aligned} \tag{3.47}$$

dove

$$[H(i\omega)] = \left[\sum_{j=1}^{n} [H_j(i\omega)]\right] = \left[\sum_{j=1}^{n} \left[\frac{1}{\omega_j^2} g_j(i\omega)\{u\}_j\{u\}_j^T\right]\right] \tag{3.48}$$

$[H(i\omega)]$ è una matrice di funzioni complesse della frequenza: esse sono le risposte in frequenza che si possono ottenere al variare della posizione della forza eccitante e al variare dello spostamento che si considera. Ciò significa che ciascuna funzione $h_{mk}(i\omega)$ che compare in questa matrice $[H(i\omega)]$ è la risposta in frequenza che si ottiene applicando una sola forza sinusoidale nel k-esimo grado di libertà e misurando lo spostamento sinusoidale del m-esimo grado di libertà.

Se andiamo ad analizzare l'andamento delle risposte in frequenza $h_{mk}(i\omega)$ del nostro sistema ad n g.d.l. individueremo in ciascuna di esse n frequenze naturali. Inoltre nelle risposte in frequenza sulla diagonale principale $h_{mm}(i\omega)$ individuiamo una frequenza particolare per la quale la risposta in frequenza si annulla, definita con il termine di FREQUENZA DI ANTIRISONANZA. Si avranno nelle $h_{mm}(i\omega)$ tante antirisonanze quanti sono i sistemi equivalenti ricavati ponendo a telaio i punti di eccitazione, essendo queste per l'appunto coincidenti con le frequenze naturali del sistema al quale è stato aggiunto un vincolo nel punto di applicazione e nella direzione della forza sinusoidale di eccitazione. Tale caratteristica dei sistemi a più g.d.l. può essere sfruttata nella pratica attraverso gli ADV (Assorbitori Dinamici Vibranti), ossia smorzando le vibrazioni in maniera attiva con l'aggiunta di oscillatori al sistema vibrante, in modo da indurre una antirisonanza nel loro punto d'applicazione.

3.2.3.2 Velocità critiche

Il termine velocità critica viene tipicamente impiegato per rotori di elevate dimensioni, quali ad esempio i rotori delle turbine a vapore. Tali rotori hanno elevata flessibilità e non appena raggiungono la loro frequenza naturale cominciano a flettere sensibilmente. Quando il regime di rotazione della macchina coincide con il primo modo di vibrare, tale velocità è indicata come *velocità critica*. Le vibrazioni aumentano fortemente in prossimita ed alla prima velocità critica della macchina, motivo per il quale il transitorio di avviamento dovrà essere opportunamente pianificato al fine di attraversare rapidamente tale zona per evitare cedimenti catastrofici. Lo studio delle velocità critiche nelle turbomacchine è una tematica molto sentita nel settore e richiede elevate conoscenze tecniche in ambito vibrazionale.

Il rotore di De Laval CARL GUSTAF PATRIC DE LAVAL (1845-1913) fu uno dei ricercatori più impegnati nello studio delle turbomacchine, sviluppando sia studi di fluidodinamica che di meccanica. Fu nominato *"The man of high speeds"* dopo che mise a punto in condizioni operative una turbina a vapore che sperimentalmente raggiunse i 30000 rpm. A lui si deve la messa a punto del primo modello fisico-matematico capace di giustificare i principali problemi di comportamento dinamico del rotore di una turbomacchina. Il mo-

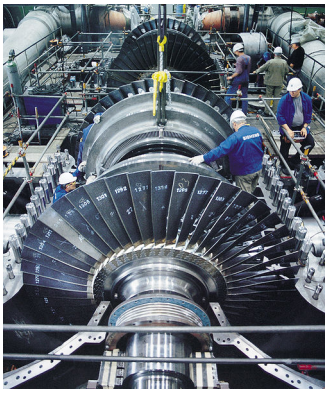


Figura 3.16: Montaggio di una turbina a vapore Siemens

dello, noto come rotore De Laval è un rotore flessibile su supporti rigidi che si basa sulle ipotesi sotto indicate.

Si considera un rotore snello e flessibile che porta calettato in mezzeria un disco a rappresentare gli effetti dinamici della girante. Il modello è schematizzato in figura 3.17.

In figura con O si indica la posizione istantanea dell'asse di rotazione nella sezione della girante. Per effetto della presenza di uno squilibrio, il baricentro G del disco non cade in O ma ad una distanza δ da esso.
Le ipotesi sono le seguenti:

- i cuscinetti sono considerati come appoggi perfetti;
- il disco è rigido ed essendo collocato in mezzeria può solo traslare senza inclinarsi né rispetto all'asse x né rispetto all'asse y (non esistono pertanto effetti giroscopici);
- l'albero è di massa trascurabile, flessibile ed elastico con rigidezza k costante in ogni direzione avente origine in O sul piano (x, y).

Il sistema è piano ed applicando le equazioni cardinali della dinamica otteniamo le tre equazioni del moto:

$$\begin{aligned} m\frac{d^2\left(x+\delta\cos\omega t\right)}{dt^2}+kx=0 \\ m\frac{d^2\left(y+\delta\sin\omega t\right)}{dt^2}+ky=0 \\ J\ddot{\Theta}=0 \end{aligned} \tag{3.49}$$

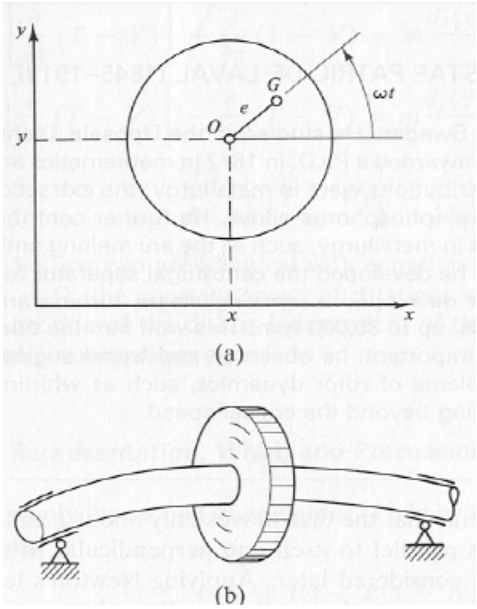


Figura 3.17: Rotore di De Laval

Come si può facilmente osservare, le tre equazioni di moto sono disaccoppiate. Infatti, nella prima compaiono solo gli spostamenti del centro del disco lungo l'asse x, nella seconda solo quelli rispetto all'asse y mentre la terza rappresenta l'equilibrio del rotore alla rotazione intorno al proprio asse. Si osservi che per quanto riguarda lo studio del moto del disco sul piano (x, y), quest'ultima equazione può essere trascurata.

Le prime due equazioni possono essere formalmente semplificate introducendo al posto delle coordinate scalari x e y, la coordinata vettoriale che individua O partendo dall'origine del piano (x, y). Se si considera il piano (x, y) alla stregua di un piano complesso che ha l'asse reale coincidente con quello delle ascisse e l'asse immaginario con quello delle ordinate, la nuova coordinata di riferimento diventa il vettore

$$r = x + iy \tag{3.50}$$

che rappresenta con il suo modulo la distanza di O dall'origine e con la sua fase la posizione angolare dello stesso punto O. Si moltiplichi la seconda equazione (quella di equilibrio lungo l'asse y) per l'operatore immaginario e la si sommi alla prima. Si osserva subito che le due equazioni scalari di partenza si trasformano nella seguente equazione vettoriale

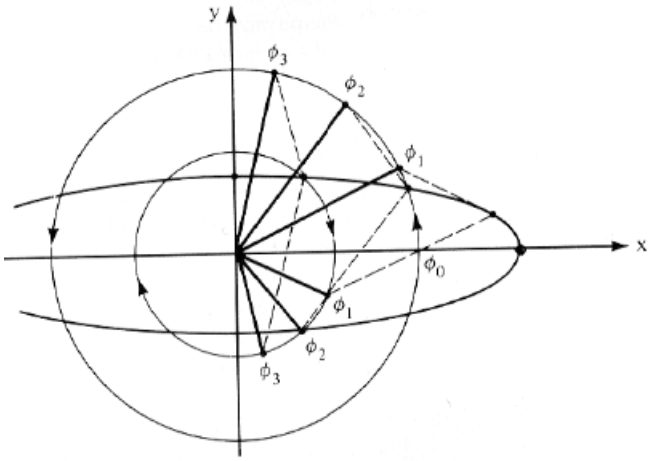


Figura 3.18: Orbita ellittica di whirling

$$m\ddot{r} + kr = m\delta\omega^2 e^{i\omega t} \tag{3.51}$$

che coincide con l'equazione caratteristica di un oscillatore semplice non smorzato, caratterizzabile quindi con la trattazione generale riconducendosi alla somma dell'integrale generale e dell'integrale particolare.

Integrale generale dell'equazione di De Laval

$$r(t) = Ae^{i\omega_n t} + Be^{-i\omega_n t} \tag{3.52}$$

Si osservi che, essendo assenti forze dissipative, il moto non si attenua mai e permane infinitamente nel tempo. A e B dipendono dalle condizioni iniziali. In generale si può osservare quanto segue:

- il termine $Ae^{i\omega_n t}$ rappresenta un'orbita circolare di raggio A descritta con velocità angolare ω_n nello stesso senso di rotazione del rotore sul proprio asse. Questa componente del moto è nota come *forward whirl;*

- il termine $Be^{-i\omega_n t}$ rappresenta un'orbita circolare di raggio B descritta con velocità angolare ω_n in senso di rotazione opposto rispetto a quello del rotore sul proprio asse. Questa componente del moto è nota come *backward whirl*.

La somma dei due termini genera il moto effettivo del rotore come indicato in figura 3.18. La somma dei due termini precedentemente indicati genera un'orbita ellittica di semiassi A e B del centro O del rotore. La combinazione del moto di forward whirl e di backward whirl genera un moto di precessione (whirling) descritto a velocità ω_n. Si osservi che caratteristiche dell'ellisse dipendono solo dal valore di A e B (che in generale possono essere numeri complessi). Non si pensi che si verifichino contemporaneamente entrambi i tipi di precessione (concorde e discorde).
Si hanno tre possibilità:

•se $|A| > |B|$, il moto risultante è di tipo *forward;*

•se $|A| < |B|$, il moto risultante è di tipo *backwar*d;

•se $|A| = |B|$, il moto risultante è un *orbita circolare*.

Integrale particolare dell'equazione di De Laval Come è noto l'integrale particolare rappresenta il comportamento a regime del sistema ma in questo caso, avendo trascurato gli effetti smorzanti, l'effetto della forza centrifuga che eccita il rotore si somma semplicemente al moto di whirling precedentemente descritto. Per determinare la risposta forzata supponiamo che nel disco sia presente una massa di sbilanciamento μ posta a distanza ρ dal centro O. L'equazione di moto diventa:

$$m\ddot{r} + kr = \mu\rho\omega^2 e^{i\omega t} \tag{3.53}$$

Dividendo membro a membro per m otteniamo l'equazione:

$$\ddot{r} + \omega_n^2 r = \frac{\mu\rho\omega^2}{m} e^{i\omega t} \tag{3.54}$$

Poiché la forzante è di tipo armonico di ampiezza $(\mu\rho\omega^2/m)$ e pulsazione ω la soluzione di questa equazione è del tipo

$$r\,(t) = Re^{i\omega t} \tag{3.55}$$

sostituendola nell'eq.3.53 si trova infine

$$R = \frac{\mu\rho}{m} \frac{\left({}^{\omega}/_{\omega_n}\right)^2}{\left(1 - \left({}^{\omega}/_{\omega_n}\right)^2\right)} \tag{3.56}$$

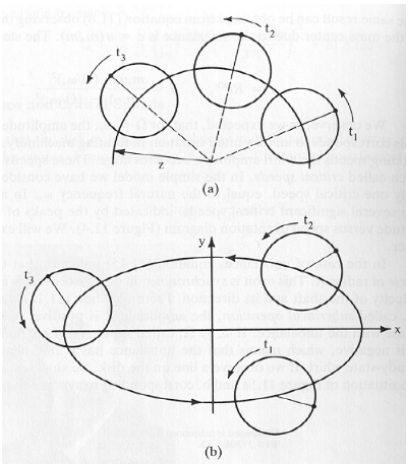


Figura 3.19: Orbita dell'asse a regime e come sovrapposizione al fenomeno transitorio di whirling

Osservando l'espressione di R, si traggono le seguenti considerazioni:

- se $\omega_n > \omega$ (regime di funzionamento sub-critico) *R* è positivo il che significa che il centro *O* del disco ruota in fase perfetta con lo sbilanciamento;
- se $\omega_n < \omega$ (regime di funzionamento ipercritico) *R* è negativo il che significa che il centro *O* del disco ruota in opposizione di fase con lo sbilanciamento.

Il comportamento del rotore in condizioni di funzionamento subcritiche è visibile in figura 3.19. La figura 3.19(a) rappresenta l'orbita del moto forzato (in fase con il moto di O). La figura 3.19(b) rappresenta il moto effettivo somma di quello forzato e del moto di whirling. Si ricordi che l'orbita ellittica è descritta con velocità ω_n, mentre quella circolare è descritta con velocità ω in generale diversa da ω_n.

Se osserviamo infine il grafico di figura 3.20 è facilmente individuabile sia la velocità critica del rotore in prossimità di $\omega = \omega_n$ quanto la proprietà di autocentraggio dei rotori in regime ipercritico dimostrata da De Laval, a tal proposito si osservi come per $\omega >> \omega_n$ il modulo di R tende asintoticamente a portare la massa μ sull'asse di rotazione con fase π rispetto al raggio vettore che individua la posizione di O.

Velocità critiche di rotori reali Un rotore reale ha infinite velocità critiche. Dal punto di vista della progettazione vanno determinate tutte quelle che cadono in un intervallo di giri tale da poter influenzare il funzionamento del rotore nelle diverse condizioni operative.

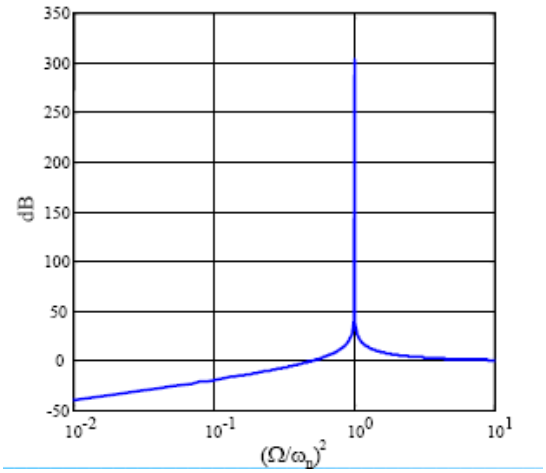


Figura 3.20: Risposta in frequenza del modulo del raggio R al variare di ω/ω_n

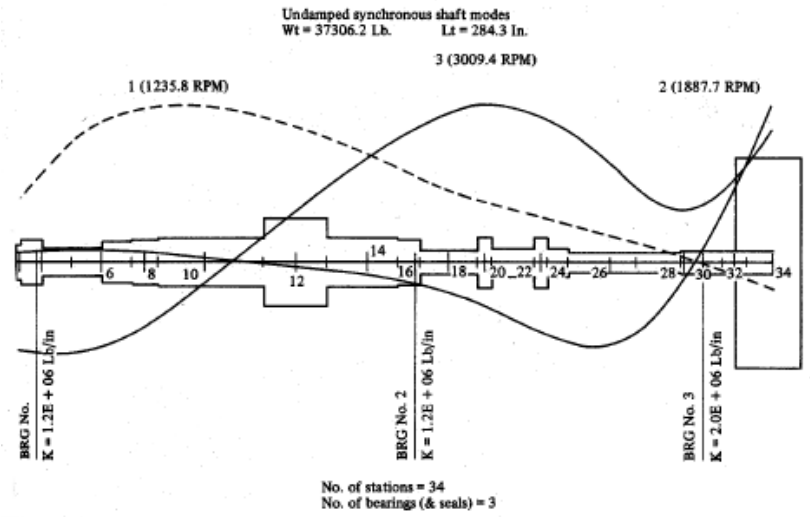


Figura 3.21: Deformate modali di un rotore

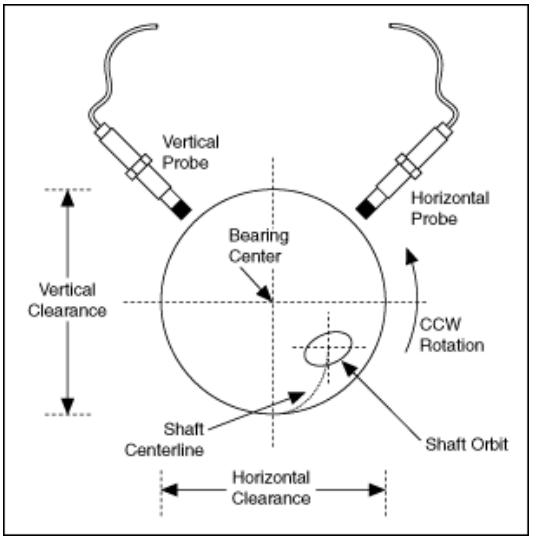


Figura 3.22: Analisi Orbitale

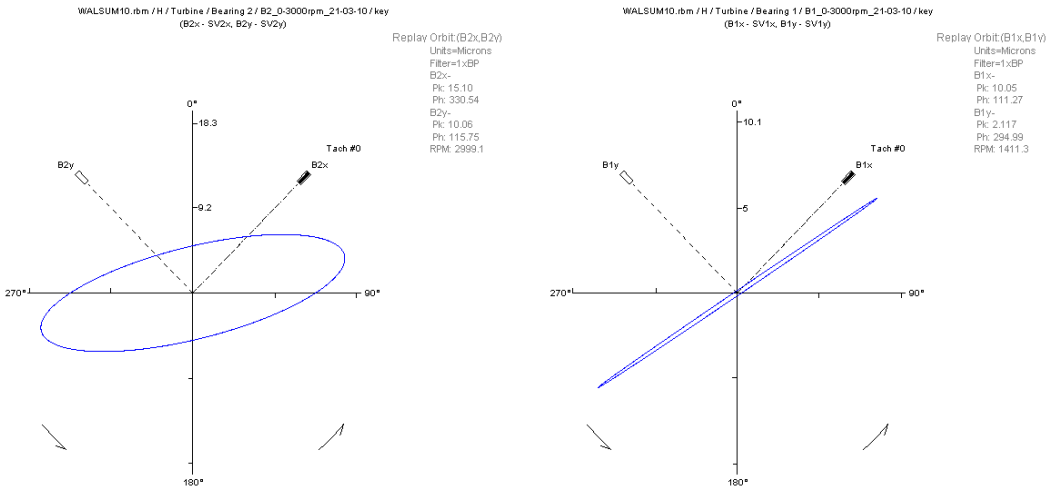
Nella figura 3.21 si notano tre comportamenti critici nel campo di funzionamento preso in considerazione. Le diverse curve rappresentano le deformate modali (ampiezza dell'oscillazione flessionale del rotore in corrispondenza a ciascuna sezione) in corrispondenza della velocità critica associata. Si può osservare che la velocità critica più bassa genera la deformata meno irregolare. In generale via via al crescere delle velocità critiche aumentano il numero dei nodi e dei ventri osservabili nella deformata corrispondente.

3.2.4 Analisi orbitale

L'analisi orbitale è molto utile quando si monitorano cuscinetti a strisciamento attraverso l'impiego di sensori di spostamento, soprattutto nell'analisi dei transitori d'avviamento. Per disegnare un'orbita, è necessario disporre di due trasduttori di spostamento montati a 90° (Fig.3.22) e di un tachimetro per la sincronizzazione dei segnali.

Un'orbita ellittica (fig.3.23a) è indice di una bronzina in buone condizioni, evidenzia infatti che il supporto svolge correttamente la sua funzione, mentre un'orbita circolare evidenzia un cuscinetto non completamente caricato, mancando per l'appunto l'ovalizzazione data dal carico agente. Un'orbita fortemente appiattita (fig.3.23b) indica invece una condizione di sovraccarico del supporto.

Nella diagnostica di anomalie di funzionamento tramite analisi orbitale diversi sono gli scenari che tipicamente si presentano:



(a) Orbita Ellittica

(b) Orbita Fortemente Appiattita

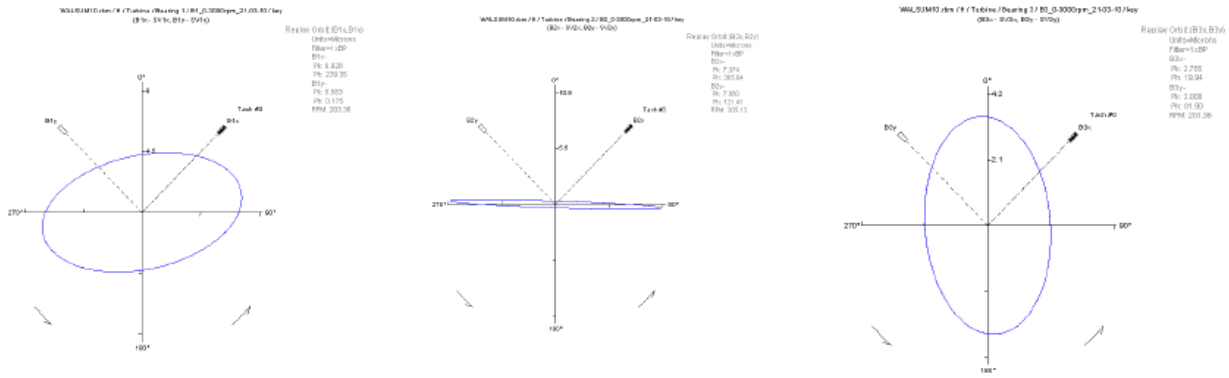
Figura 3.23

1. tutti i cuscinetti sono caricati allo stesso modo a causa di uno squilibrio sulla macchina;

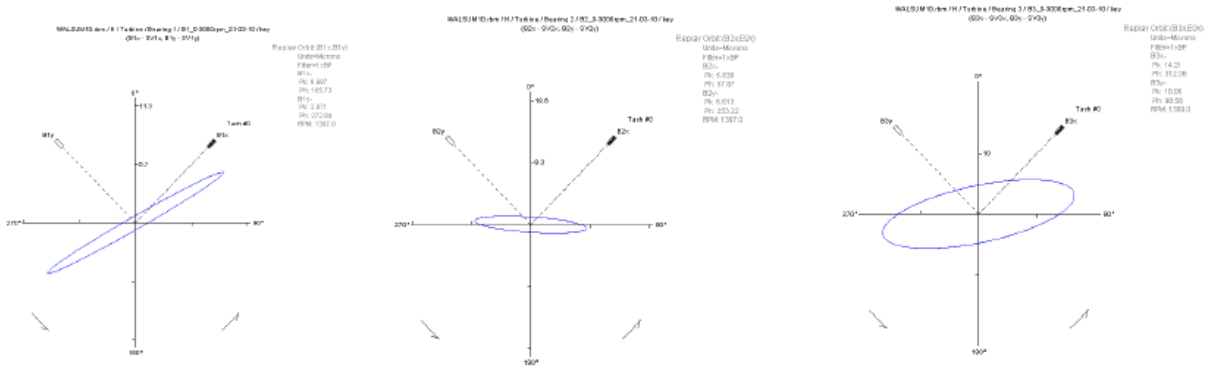
2. il carico è in larga parte sostenuto da un cuscinetto, il che può essere dovuto ad un cattivo allineamento o al passaggio attraverso un altro modo di vibrare della macchina.

In figura 3.24 e 3.25 è rappresentato l'andamento dell'orbita di tre bronzine di una turbomacchina durante il transitorio d'avviamento:

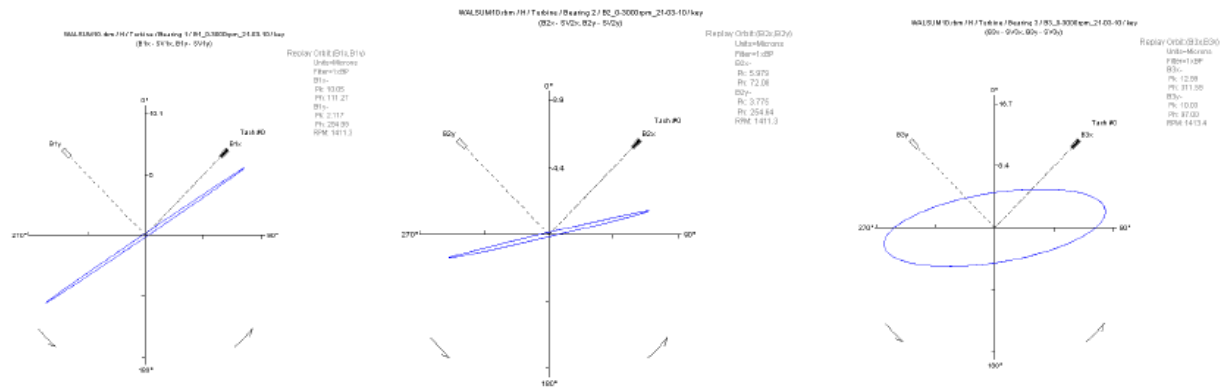
- a *205 RPM* (fig.3.24a): il cuscinetto nel mezzo è molto carico a causa del passaggio nella prima zona di risonanza;
- a *1397 RPM* (fig.3.24b): l'albero della turbina è sostenuto principalmente dai primi 2 cuscinetti;
- a *1411 RPM* (fig.3.24c): lo stesso fenomeno è ancor più visibile a questa velocità;
- a *1670 RPM* (fig.3.25a): il carico è ben ripartito sui 3 cuscinetti;
- a *3000 RPM* (fig.3.25b): alla velocità nominale, il primo cuscinetto è troppo carico. Il carico non è distribuito in modo equivalente.



(a) 250 RPM

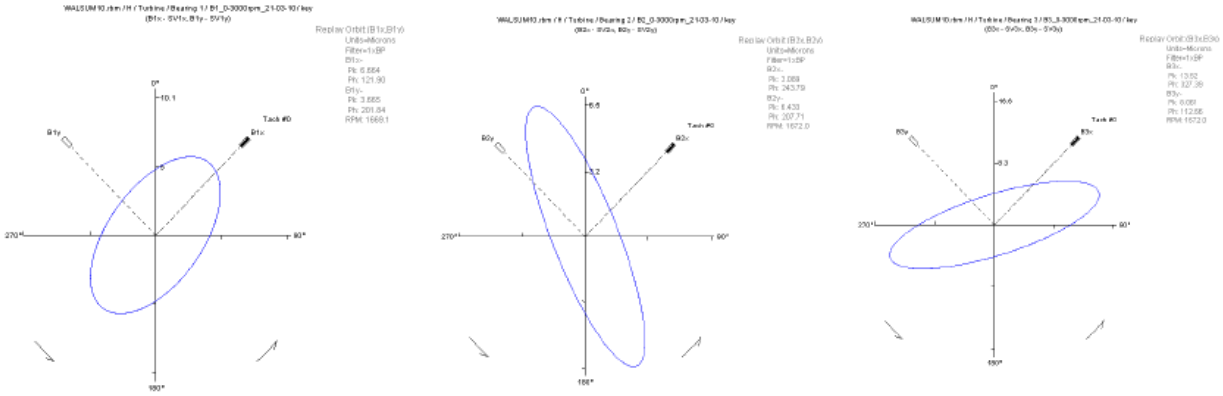


(b) 1397 RPM

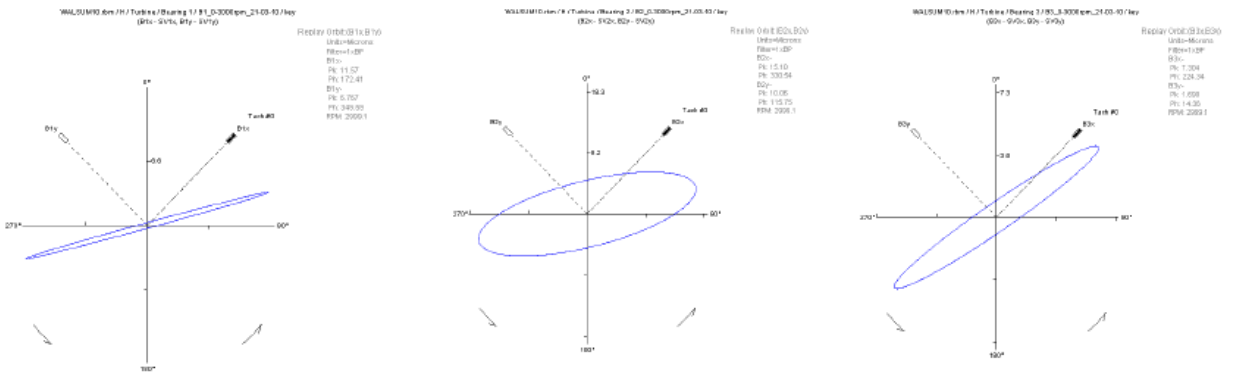


(c) 1411 RPM

Figura 3.24: Transitorio d'avviamento di una turbomacchina - [I-Care (2005)]



(a) 1670 RPM



(b) 3000 RPM

Figura 3.25: Transitorio d'avviamento di una turbomacchina - [I-Care (2005)]

3.2.5 Utilizzi industriali della fase tra due segnali

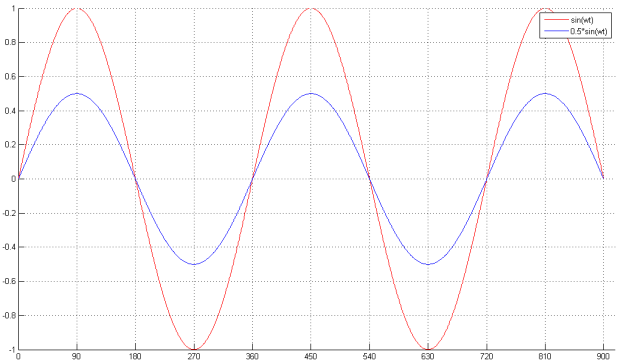
Un utile informazione estraibile dall'analisi vibrazionale è la misura della fase. La fase di una vibrazione è lo scostamento angolare tra il massimo di due segnali isofrequenziali a confronto. In figura 3.26 è possibile vedere rappresentati, rispettivamente, in figura 3.26a due segnali in fase tra loro, in 3.26b, due segnali sfasati di $\frac{\pi}{2}\, rad$ (in quadratura di fase) e in 3.26c due segnali in opposizione di fase, sfasati di $\pi\, rad$.

Vi sono diverse applicazioni e diverse vie per impiegare tale informazione, ma essenzialmente possiamo individuare tre principali utilizzi della fase nella pratica comune:

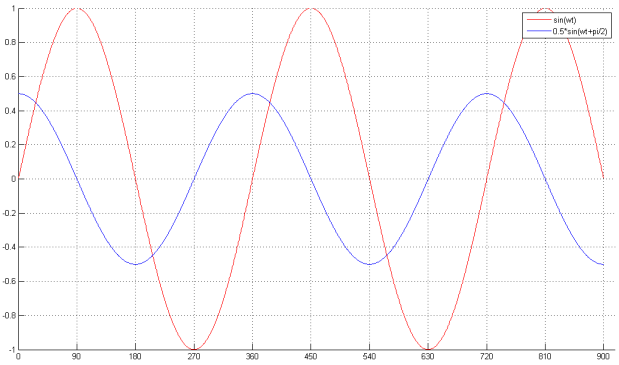
1. *fase ed unità di misura vibrazionali* : come si è visto precedentemente ai paragrafi e 3.2.2 il segnale di un generico fenomeno vibratorio è rappresentabile in termini di posizione, velocità ed accelerazione. Le tre waveform risultanti risulteranno sfasate tra di loro di $90°$, come visibile in figura 3.27. Si osservi come la forma d'onda in accelerazione raggiunga il suo massimo $90°$ prima del massimo della waveform in velocità dello stesso segnale e come sia invece in opposizione di fase rispetto allo spostamento.

2. *fase relativa* : la fase è uno degli strumenti più semplici ed immediati per relazionare tra loro i movimenti di due o più punti di un generico treno macchina. La fase relativa è la differenza in unità di tempo tra l'accadimento dello stesso evento in due differenti segnali. Tipicamente viene impiegata per comparare il segnale proveniente da due differenti sensori posizionati ai due lati dell'accoppiamento di una linea d'albero (fig.3.28). Si osservi che per tale analisi è richiesto l'impiego di un data collector bicanale.

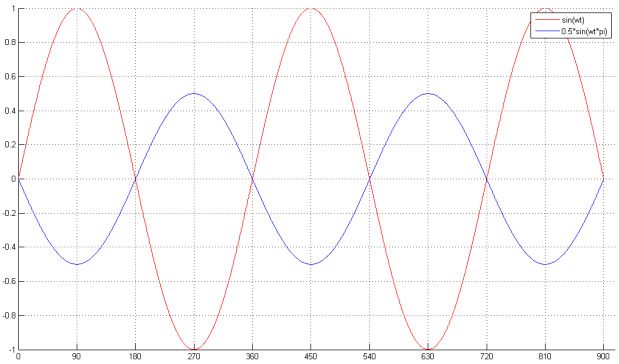
3. *fase assoluta* : differisce dalla fase relativa per il fatto che essa compara un solo segnale ad un segnale di riferimento fisso. Tipicamente, quale reference viene impiegato un segnale TTL proveniente da un tachimetro che garantisce un input per rivoluzione (Fig.3.29). La fase letta tra il picco del segnale vibratorio ed il segnale tachimetrico è appunto quella cercata. L'impiego della fase assoluta trova ampio spazio nel bilanciamento in sito di macchine rotanti o nei casi in cui si abbia a disposizione un semplice data collector monocanale. In tal caso il sensore può essere mosso da un punto a l'altro della macchina, calcolando a posteriori la fase relativa.



(a) Segnali in Fase



(b) Segnali in Quadratura



(c) Segnali in Opposizione

Figura 3.26: Fase tra due forme d'onda

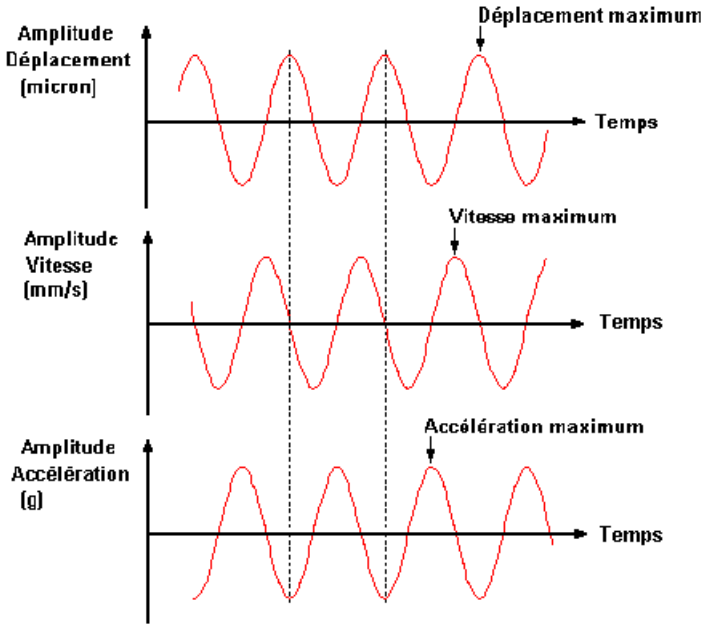


Figura 3.27: Relazione di fase sussistente tra posizione, velocità ed accelerazione di un generico segnale

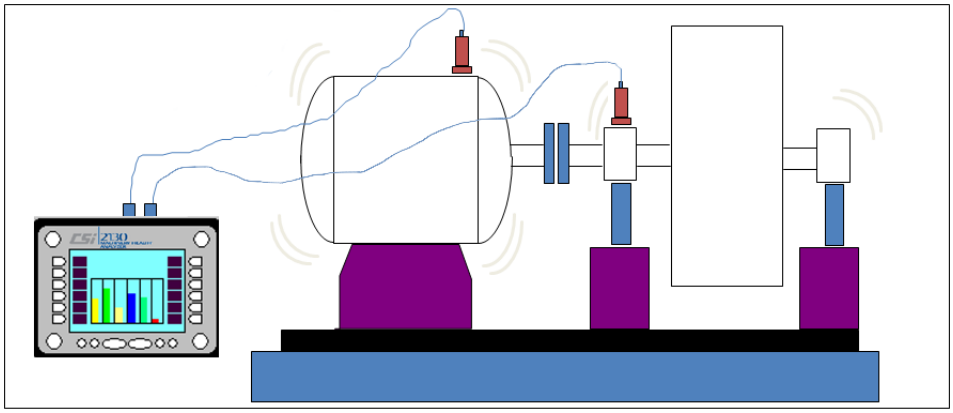


Figura 3.28: Impiego industriale della Fase Relativa

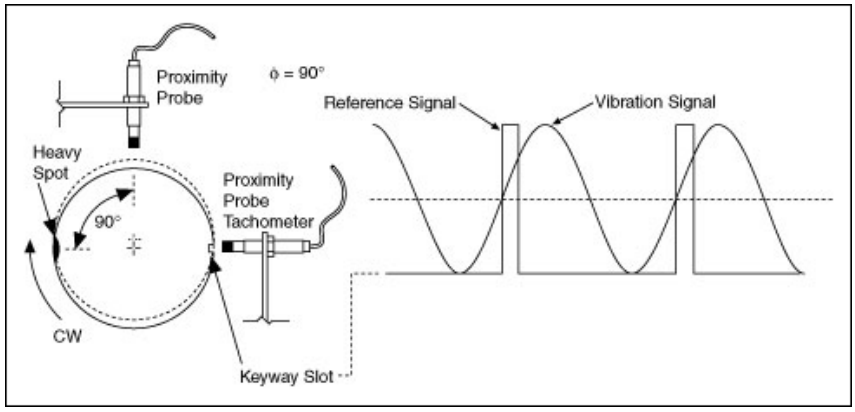


Figura 3.29: Fase Assoluta

3.2.5.1 Impiego della fase nella diagnostica tecnica

La Fase viene molto spesso utilizzata al fine di diagnosticare e correggere i problemi presenti nelle macchine rotanti. Nello specifico risulta particolarmente vincente nel determinare problemi di sbilanciamento statico e dinamico, di disallineamento e di risonanza strutturale nonché nel bilanciamento dinamico dei rotori. Nella pratica molti analisti lavorano utilizzando la fase riferita ad un unica frequenza, la frequenza di rotazione della macchina. Approfondiremo più avanti l'impiego della fase nell'analisi vibrazionale quale strumento di supporto essenziale ad un approccio evoluto in ordini.

3.3 Sensori e trasduttori per l'analisi vibrazionale

Trasduttori: sono convertitori di una grandezza in un'altra, cioè producono un fenomeno fisico facilmente misurabile legato (con legge nota) ad uno meno facilmente misurabile che si intende misurare.

Nel nostro caso la conversione è generalmente del tipo :

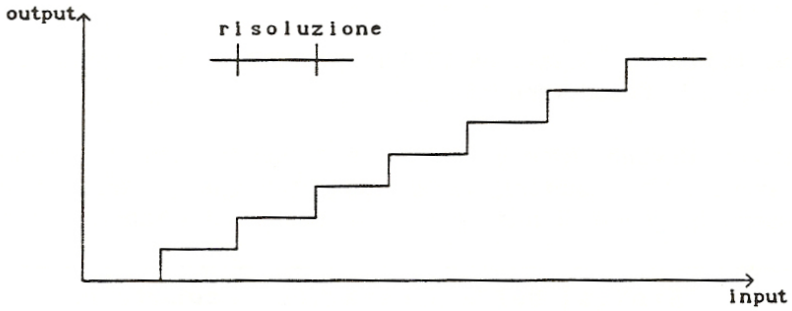
GRANDEZZA MECCANICA $\longrightarrow$ TRASDUTTORE $\longrightarrow$ GRANDEZZA ELETTRICA

Come detto i trasduttori convertono una grandezza in un'altra legandola con una legge. Ne consegue che, di un dato trasduttore, dev'essere nota a priori la legge di conversione. Inoltre è comodo che tale legge sia lineare; questo permette di semplificare la taratura dello strumento.

Le principali caratteristiche che è necessario conoscere di un trasduttore sono:

1. *sensibilità:* è indicata con s ed è il rapporto tra la variazione della grandezza di output conseguente alla variazione di quella di input; la sensibilità dà una idea di come progettare tutta la catena di misura.

2. *risoluzione:* si indica con r e rappresenta la minima variazione della grandezza di input misurabile.



3. *linearità:* si indica con l ed è lo scostamento dalla caratteristica lineare, espressa in percentuale:
$$l = \max\left(\frac{V_{misurato} - V_{teorico}}{V_{teorico}}\right) 100\%$$
ove il valore misurato è quello fornito dal trasduttore mentre quello teorico è quello che fornirebbe se avesse caratteristiche lineari, Figura 3.30.

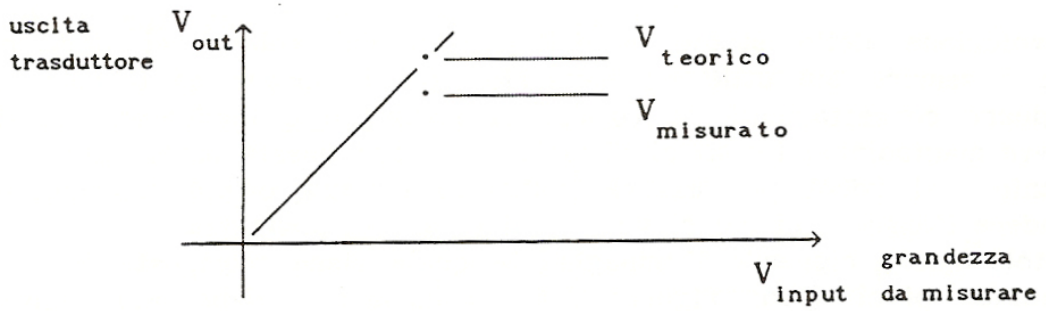


Figura 3.30: Linearità

4. *precisione:* è la differenza tra la misura ottenuta e il valore vero della grandezza che si intende misurare.

5. *ripetitività:* indica di quanto possono essere differenti tra di loro successive misure dello stesso valore di una certa grandezza. E' la differenza massima tra le misure e il valore medio delle misure stesse effettuate in più ripetizioni.

$$r = \max\left(|x_i - \bar{x}|\right) \qquad con \qquad \bar{x} = \sum_{i=1}^{n} \frac{x_i}{n}$$

ove x_i: singola misura
$\bar{x}$: media delle misure ottenute in più volte.

6. *spostamento dallo zero:* è un eventuale errore di misura additivo costante (offset), Fig.3.31.

7. *deriva:* indica la variazione di una grandezza nel tempo (spesso si hanno derive dovute ad effetti termici).

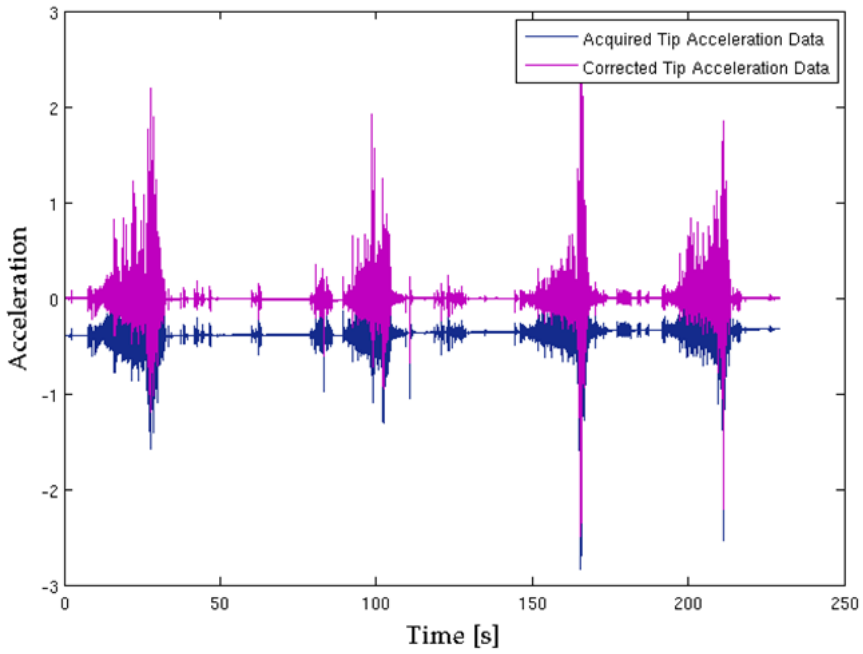


Figura 3.31: Zero Drift Error

3.3.1 Trasduttori di posizione

I trasduttori di posizione (o prossimetri, come nel gergo vengono chiamati) misurano il movimento relativo tra l'albero monitorato e l'estremità del sensore. Quindi anziché essere montati sullo chassis esterno della macchina, essi vengono tipicamente avvitati e fissati all'interno dei supporti cuscinetto o nei supporti delle bronzine. Si parla in tal caso di sensori a fissaggio permanente, per ovvi motivi.

I prossimetri vengono tipicamente impiegati per il monitoraggio permanente (protezione) delle bronzine di macchine di grossa taglia, quali ad esempio turbomacchine, grandi pompe di mandata o esaustori centrifughi. E' comunque possibile impiegare tale tipologia di sensori anche in misurazioni "tradizionali" ed impiegare il segnale in uscita opportunamente trattato per condurre normali analisi spettrale e di monitoring del trend.

In industria, oltre che col nome di *sensori di prossimità* vengono spesso indicati con l'appellativo di EDDY CURRENT PROBES o SENSORI A CORRENTI PARASSITE. Quest'ultima definizione è peraltro intimamente legata al loro principio di funzionamento, basato sulle correnti parassite di Focault indotte per effetto elettromagnetico. Questa famiglia di sensori è caratterizzata sempre dalla compresenza di tre elementi fondamentali: il driver, il trasduttore vero e proprio ed i cablaggi di collegamento. Il driver, alimentato con un voltaggio in DC 24 V, produce un segnale sinusoidale di riferimento (RF signal) che viene trasmesso al trasduttore attraverso il cavo di collegamento. Un avvolgimento interno al trasduttore induce un campo magnetico oscillante. Se un oggetto metallico viene dunque avvicinato alla superficie attiva del sensore, vengono generate delle correnti parassite di Focault internamente al materiale, con conseguente assorbimento di una quota parte d'energia del campo magnetico (Fig.3.32). Tale assorbimento d'energia causa una diminuzione del segnale in uscita dal trasduttore, proporzionale alla dimensione del traferro. Dunque al variare dinamico della distanza dell'albero monitorato si avrà in uscita un segnale proporzionale al fenomeno. In molte turbine, due prossimetri ad induzione vengono installati sullo stesso piano in direzione trasversale all'albero macchina sfasati tra loro di $90°$, tipicamente a $45°$ e $135°$, ottenendo dei DIAGRAMMI ORBITALI al fine di monitorare con precisione la dinamica d'asse.

Tali sensori trovano largo impiego come tachimetri ad induzione, installati in corrispondenza di una irregolarità geometrica superficiale che fornisca l'alternanza di fase del segnale necessaria al computo della velocità di rotazione. Spesso vengono accoppiate a

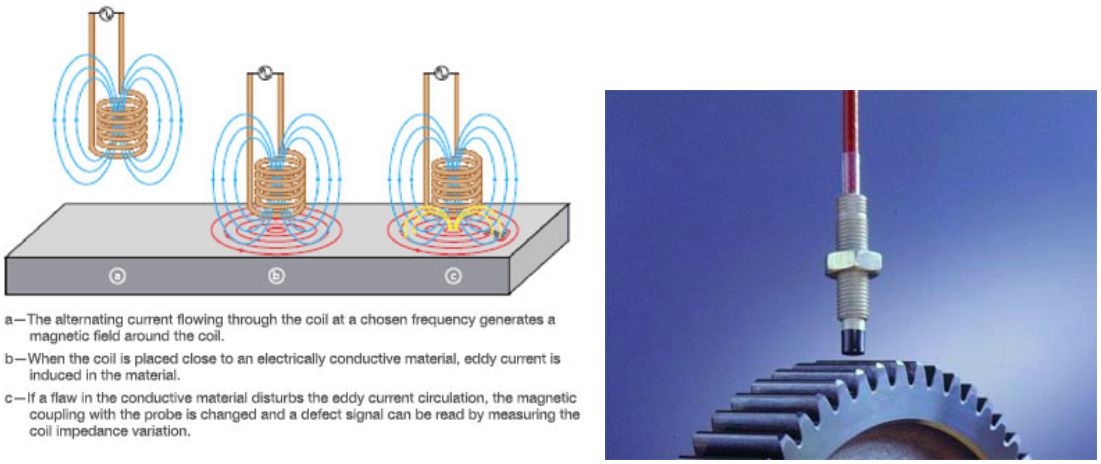


Figura 3.32: Eddy Current Probe

delle ruote dentate, al fine di ottenere un segnale più chiaro e di facile identificazione.

Vantaggi

- Risposta in frequenza fino a $0\,Hz$.
- Misura dello spostamento relativo reale dell'albero all'interno dei supporti.
- Affidabilità.
- Possibilità di impiego come tachimetro.

Svantaggi

- Difficoltà e costo d'installazione
- La calibrazione è necessaria: la tensione di uscita dipende dal materiale dell'albero.
- Se si prescinde la taratura rispetto al materiale, la distanza può essere falsata.
- Irregolarità sulla superficie dell'albero fornisce una cattiva in formazione.

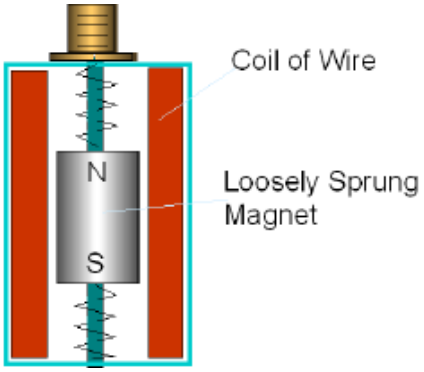


Figura 3.33: Trasduttore di velocità

3.3.2 Trasduttori di velocità

Nonostante tipicamente i dati vibrazionali vengano analizzati in unità di velocità, come riportato in precedenza, usualmente non si utilizzano trasduttori di velocità "veri e propri" in quanto poco efficienti, delicati e relativamente costosi. Oggi i sensori di velocità vengono quasi totalmente rimpiazzati da accelerometri con integratore analogico integrato, al fine di ottenere un uscita in *mm/s*. In ogni caso i trasduttori di velocità propriamente detti (o velocimetri elettrodinamici) sono in sostanza costituiti da un magnete sospeso, montato tra una molla ed uno smorzatore (Fig.3.33). Una bobina avvolge per intero il magnete, non appena lo chassis del velocimetro inizia a vibrare, il magnete rimane fermo per inerzia e nell'avvolgimento viene indotta una corrente proporzionale alla velocità dello stesso.

Vantaggi

- Non richiedono alimentazione esterna, il segnale viene generato internamente per induzione elettromagnetica.
- Segnale in uscita di elevata intensità
- Facile installazione: relativamente insensibile ai problemi di fissaggio
- Capacità di operare anche a alte temperature

Svantaggi

- Sensibilità agli sbalzi termici



Figura 3.34: Gli accelerometri sono disponibili sul mercato in un ampia gamma di modelli

- In conseguenza al moto relativo interno possono essere soggetti ad usura prematura
- Dimensioni elevate
- Scarsa precisione: rapporto segnale/rumore piuttosto basso

3.3.3 Accelerometri

Gli accelerometri sono a pieno titolo la famiglia di trasduttori maggiormente impiegati nell'analisi vibrazionale. Tutti i data collector sono tipicamente dotati di un accelerometro, anche se poi la maggior parte dei tecnici preferisce integrare il segnale ed osservarlo in unità di velocità. Anche nei sistemi di monitoraggio permanente oramai gli accelerometri hanno soppiantato tutte le altre tipologie di sensori, eccetto i casi nei quali vengono espressamente richiesti prossimetri ad induzione. Come vedremo qui a seguire esiste una vasta gamma di accelerometri che si differenziano tra loro per la tecnologia implementata. In ogni caso gli accelerometri per eccellenza in industria sono costituiti oggi indubbiamente dagli accelerometri piezoelettrici ICP.

Vantaggi

- Range di frequenze molto ampio.
- Elevato range di ampiezze.
- Range in temperatura piuttosto ampio.
- Tipicamente molto robusti e disponibili in un ampia gamma di modelli che permette di coprire ogni tipo d'applicazione.
- Permettono l'integrazione a bordo del segnale.
- La calibrazione rimane stabile nel tempo.

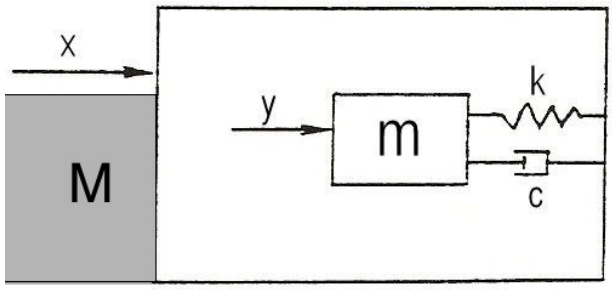
Svantaggi

- Nessuna risposta a $0\,Hz$ (ma sono disponibili accelerometri per bassa frequenza).

3.3.3.1 Principio di funzionamento

L'accelerometro è un trasduttore accelerazione-posizione. Esso è fondamentalmente costituito da una capsula contenete una massa campione m sostenuta da un elemento elastico, assimilabile meccanicamente ad un sistema massa-molla-smorzatore. La misura dell'accelerazione avviene misurando gli spostamenti della massa m rispetto alla struttura esterna dell'accelerometro e perciò misurando tutte le forze inerziali ad essa applicate. In presenza di un'accelerazione, la massa (che è dotata di una propria inerzia) si sposta dalla propria posizione di riposo proporzionalmente all'accelerazione rilevata. L'accelerometro trasduce tale spostamento in un segnale elettrico che verrà acquisito dal sistema di misura.

Detta M la massa del corpo sul quale è fissato l'accelerometro ed m la massa sismica campione, k la rigidezza della molla e C lo smorzamento determiniamo la funzione di trasferimento accelerazione-posizione che caratterizza tale trasduttore.



dove sono : x: spostamento assoluto del corpo

y : spostamento assoluto della massa sismica

$u = y - x$: spostamento relativo tra la massa m e la massa M

Un condizione fondamentale che deve essere rispettata è che la massa sismica m dell'accelerometro non interferisca con la dinamica oscillatoria del sistema studiato: $m \ll M$.

L'equazione di equilibrio dinamico della massa risulta:

$$m\ddot{y} + c(\dot{y} - \dot{x}) + k(y - x) = 0$$

$$m\ddot{u} + C\dot{u} + ku = -ma \tag{3.57}$$

dove $a(t) = \ddot{x}(t)$ è l'accelerazione del corpo che si intende misurare.

Se, come nei paragrafi precedenti, l'accelerazione si suppone sinusoidale e si passa quindi ad una rappresentazione vettoriale complessa

$$a(t) = A\cos(\omega t) \;\longrightarrow\; A$$

$$u(t) = U\cos(\omega t + \phi) \;\longrightarrow\; Ue^{i\phi}$$

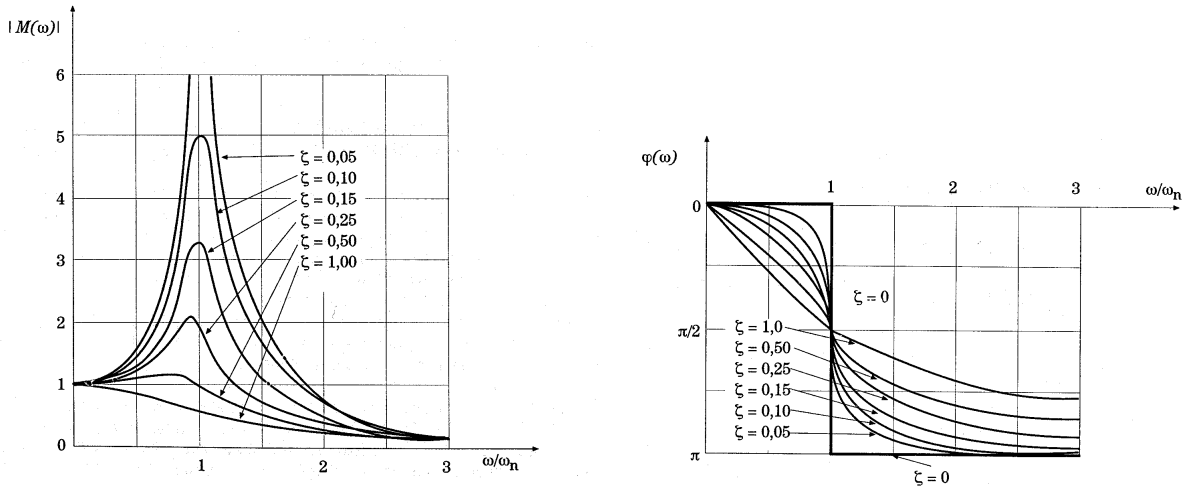
e quindi la 3.57 diviene:

$$\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2 + i2\xi\frac{\omega}{\omega_n}\right] Ue^{i\phi} = -\frac{A}{\omega_n^2}$$

$$\frac{Ue^{i\phi}}{A} = -\frac{1}{\omega_n^2}\frac{1}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2 + i2\xi\frac{\omega}{\omega_n}} = -\frac{1}{\omega_n^2}\cdot g(i\omega) \tag{3.58}$$

In figura 3.35 è rappresentata la risposta in frequenza di un accelerometro.

Quindi, concludendo, si può dire che da una misura dello spostamento u si è in grado di ottenere una misura dell'accelerazione A. Si osservi che, oltre alla condizione fondamentale $m \ll M$ di non interferenza nella dinamica del sistema, si dovrà necessariamente operare a frequenze inferiori alla frequenza naturale dell'accelerometro $\omega \ll \omega_n$. Quindi, per avere un ampio campo di indagine, cioè il campo per $\omega < \omega_n$, si deve fare in modo che la frequenza di risonanza (ove $\omega/\omega_n = 1$) sia molto elevata. Ecco una delle motivazioni ulteriori per le quali la massa m contenuta nella capsula deve essere molto piccola.



(a) Modulo (b) Fase

Figura 3.35: Risposta in frequenza di un accelerometro

3.3.3.2 Tipologie di accelerometri

E' possibile classificare gli accelerometri in base al principio di funzionamento del sensore di posizione:

Accelerometro estensimetrico Tali dispositivi vengono realizzati mediante un ponte estensimetrico applicato ad una sottile laminetta metallica con una massa alla sua estremità, Fig. 3.36. La lamina funge da molla e contemporaneamente da sensore di deformazione, mentre il peso alla sua estremità serve come massa sismica. Lo smorzamento viene realizzato immergendo il tutto in olio ed aumentando opportunamente la superficie della lamina.Questo estensimetro presenta la massima sensibilità nella direzione indicata in figura, mentre è abbastanza insensibile nelle altre direzioni. Nei casi in cui non si conosca la direzione dell'accelerazione, e dove questa cambi nel tempo, si usa montare tre trasduttori in una terna ortogonale. In questo caso è molto importante che il trasduttore non risenta delle componenti nelle direzioni trasversali a quella di sensibilità.

In pratica, un accelerometro presenta l'asse di massima sensibilità che non è coincidente con quello geometrico, Fig.3.37.
Si ha:

$$s_\theta = s_{max} \cos\theta$$

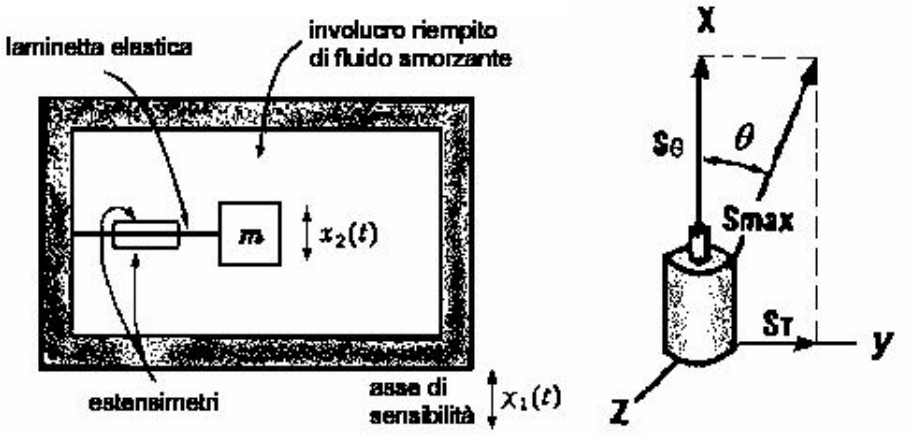


Figura 3.36: Esempio di Accelerometro estensimetrico

Figura 3.37: Sensibilità trasversale

Si cerca quindi di minimizzare l'angolo θ che dipende dalle tolleranze di lavorazione dei componenti.
La *sensibilità trasversale* viene espressa come:

$$\frac{s_t}{s_\theta} = \tan\theta \qquad [in\ \%]$$

Accelerometro piezoresistivo L'accelerometro piezoresistivo è una variante dell'accelerometro a ponte estensimetrico, dove al posto degli estensimetri sono impiegati sensori piezoresistivi (a semiconduttore), Fig. 3.38. Tali sensori si comportano in modo analogo agli estensimetri, ma permettono allungamenti e sensibilità superiori, pur avendo qualche problema di stabilità con la variazione di temperatura. Spesso, in questi strumenti la massa viene sospesa su una membrana polimerica, sulla quale sono stati attaccati gli elementi piezoresistivi.

Accelerometro LVDT L'accelerometro LVDT sfrutta ,come principio per la rilevazione dello spostamento della massa, un sensore LVDT (Linear Variable Differential Transformer, o trasduttore di spostamento induttivo Fig. 3.40) integrato nella struttura dell'accelerometro stesso, Fig. 3.39.

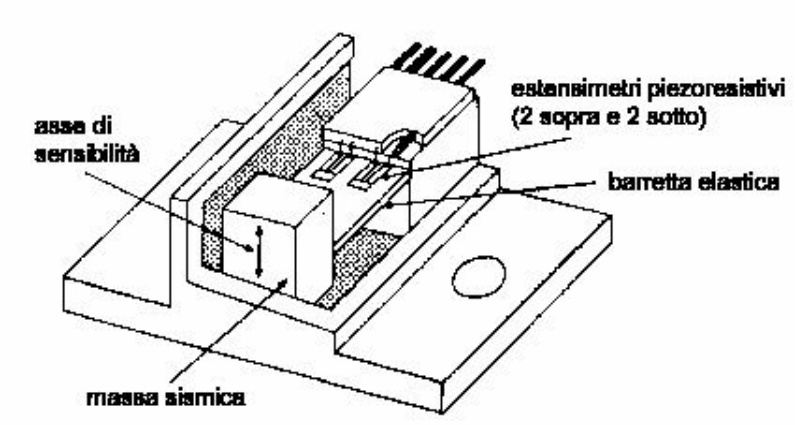
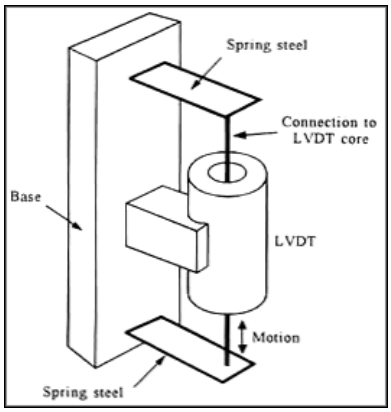


Figura 3.38: Accelerometro Piezoresistivo



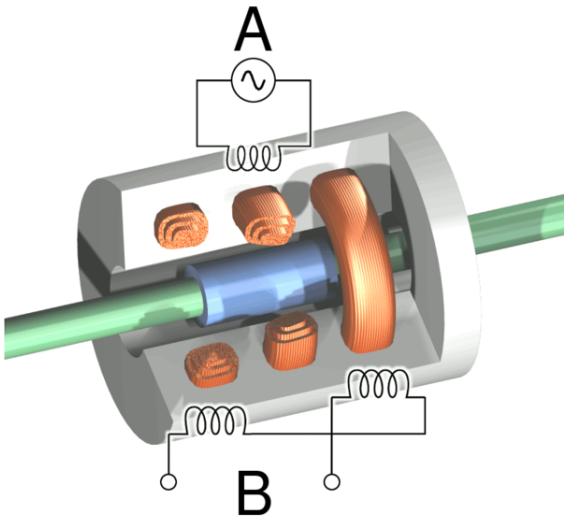


Figura 3.39: Accelerometro LVDT

Figura 3.40: Sensore LVDT

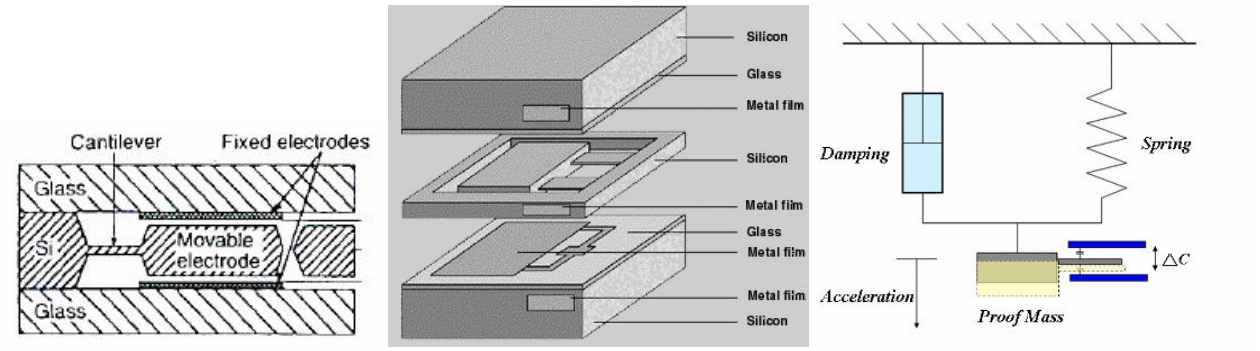


Figura 3.41: Accelerometro Capacitivo

In questi dispositivi, la massa stessa costituisce il nucleo ferromagnetico del sensore LVDT, e scorre (sospesa su molle o altri elementi elastici) all'interno di un canale, attorno al quale sono avvolte le bobine destinate alla rilevazione della posizione della massa.

Un apposito circuito rileva la posizione del nucleo rispetto alle bobine e genera un segnale elettrico proporzionale allo spostamento rispetto alla posizione di riposo.

Accelerometro capacitivo L'accelerometro capacitivo, oggi tipicamente di tipo MEMS (Micro Electro-Mechanical Systems), sfrutta come principio per la rilevazione dello spostamento della massa, la variazione della capacità elettrica di un condensatore al variare della distanza tra le sue armature, Fig. 3.41.

In questi accelerometri, la massa (realizzata in materiale conduttivo) costituisce un'armatura, mentre l'altra è realizzata sulla struttura fissa del dispositivo, nell'immediata prossimità della massa. La massa viene sospesa su un elemento elastico relativamente rigido (tipicamente una membrana).

Un apposito circuito rileva la capacità del condensatore così realizzato e genera un segnale elettrico proporzionale alla posizione della massa.

Accelerometro piezoelettrico Gli accelerometri piezoelettrici sfruttano le proprietà di certi materiali (cristalli di quarzo e ceramici) di generare delle tensioni elettriche se sottoposti ad un'azione meccanica.

Questi dispositivi si possono considerare simili ad un condensatore, la cui carica q sia

proporzionale alla forza F impressa sulle facce del condensatore:

$$q = k_1 F$$

dove k_1 è la costante piezoelettrica del materiale.
Supponendo che il materiale rimanga in campo elastico, si ha che:

$$F = k_2 x$$

dove k_2 è la costante elastica del materiale.

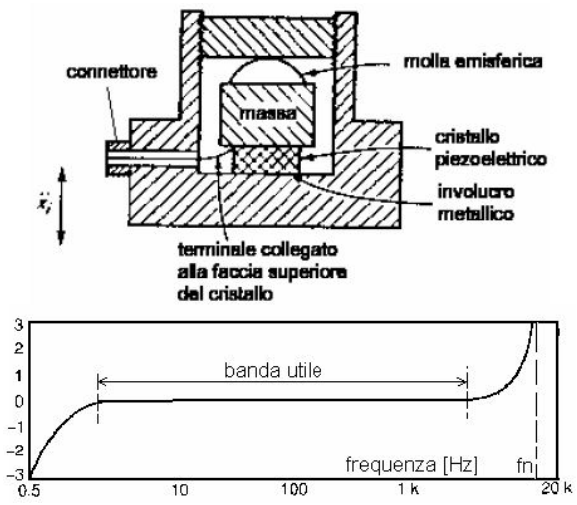


Figura 3.42: Accelerometro Piezoelettrico

Combinando queste due relazioni si ricava:

$$q = k_1 F = k_1 k_2 x = Kx$$

Nel caso dell'accelerometro, la carica sarà proporzionale all'accelerazione.

In figura 3.42 è rappresentata la realizzazione di questo trasduttore ed una tipica risposta, la frequenza naturale f_n è molto alta ed è basso lo smorzamento. Una molla lenticolare produce una forza di precarico che comprime la massa sismica sulla pastiglia piezoelettrica.

La loro caratteristica è una bassissima sensibilità trasversale, un elevato segnale in uscita, la possibilità di lavorare su un campo di temperature abbastanza ampio ed una banda di frequenze anche molto elevata.

Per via dell'effetto piezoelettrico, che sente le sole variazioni, tali trasduttori non possono misurare accelerazioni costanti, come quella di gravità e mostrano una scarsa sensibilità per le basse frequenze. Quindi non si possono calibrare staticamente come gli accelerometri estensimetrici, capacitivi o gli LVDT. Essi trovano utilizzo nelle misure di analisi modale, vibrazioni e shock.

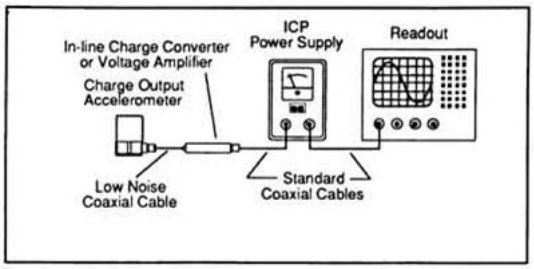


Figura 3.43: Tipico set-up mediante Accelerometri a carica

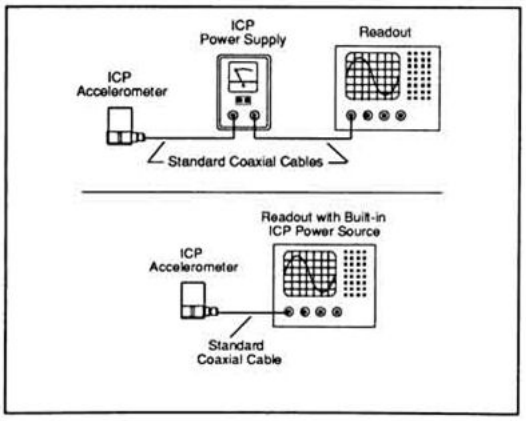


Figura 3.44: Tipici set-up mediante Accelerometri ICP

Gli accelerometri piezoelettrici possono essere divisi in due sotto-categorie che definiscono il loro modo di operare:

- a carica (CHARGE MODE ACCELEROMETERS), Fig.3.43
- con elettronica incorporata (ICP ACCELEROMETERS), Fig. 3.44

I primi, sono quelli più tradizionali, hanno come variabile in uscita la carica q e necessitano quindi di un corto collegamento tra il trasduttore e l'amplificatore elettronico (questo a causa dell'inevitabile capacità del cavo). Essi hanno il vantaggio di poter lavorare anche a temperature relativamente alte, in quanto non hanno elettronica incorporata ed hanno prestazioni globali migliori in quanto possono avere un amplificazione esterno anche molto sofisticato; per contro, il costo complessivo è più elevato (va aggiunto il costo dell'amplificatore) e vi sono le limitazioni dovute alla lunghezza dei cavi.

Ormai sono molto diffusi gli accelerometri con circuito di condizionamento incorporato (Integrated Circuit Piezoelectric), esternamente essi richiedono un semplice alimentatore a corrente costante. Il costo di tali accelerometri è simile a quelli a carica e quindi si risparmia il costoso amplificatore esterno. Il segnale è in tensione e si va a sovrapporre a quello di alimentazione, per cui basta un unico cavo.

Servoaccelerometro Nei servoaccelerometri la massa sismica è tenuta in equilibrio da un campo magnetico, come illustrato in figura 3.45.

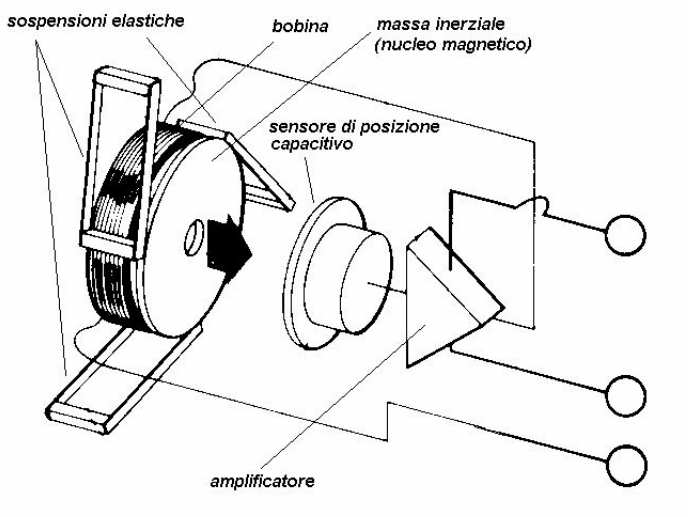


Figura 3.45: Servoaccelerometro

Si crea una relazione lineare fra la corrente necessaria per mantenere fissa la massa sismica e l'accelerazione. Un sensore capacitivo di spostamento registra gli eventuali spostamenti del nucleo e l'amplificatore produce una corrente elettrica nella bobina in modo da riportare la posizione del nucleo ai valori iniziali. Il campo magnetico (e quindi la corrente) dovrà creare una forza sul nucleo in maniera da equilibrarsi con quella relativa all'accelerazione subita. Si realizza così un servosistema che è in grado di rilevare con accuratezza anche piccolissime accelerazioni ed è, inoltre, abbastanza immune alle accelerazioni trasversali (il nucleo si muove assialmente).

Essi sono molto costosi e particolarmente adatti per misure di vibrazioni a bassa frequenza ($f_{max} = 100 \div 200\ Hz$).

Accelerometro laser L'accelerometro laser è un tipo particolare d'accelerometro, usato quando è necessario effettuare misure estremamente precise, non ottenibili con altri tipi di strumenti.

Il principio di funzionamento è concettualmente differente rispetto a quelli sopra esposti, e si basa sul principio fisico che l'accelerazione è una derivata della velocità nel tempo. In questo dispositivo un interferometro laser misura istante per istante lo spostamento dell'oggetto in moto, un computer ad esso collegato effettua la derivata seconda rispetto al tempo, ottenendo così direttamente il valore dell'accelerazione.

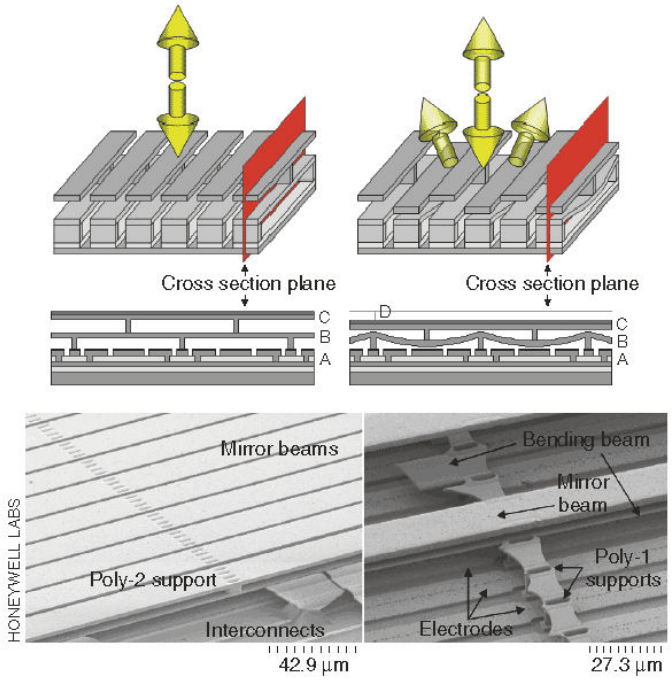


Figura 3.46: Accelerometro Laser

Il problema di questi dispositivi è che sono costosi, piuttosto ingombranti, richiedono che l'interferometro sia montato a terra (o su un luogo da considerarsi fisso) e il laser deve essere costantemente puntato verso l'oggetto in moto. Esistono poi nella tecnica anche gli accelerometri LDV (Laser Doppler Vibrometer) che sfruttando l'effetto Doppler del corpo in movimento, ossia il cambiamento delle frequenze delle onde riflesse dal corpo oscillante e trasmesse dal laser, riescono a misurare la velocità del sistema oscillante, poiché il cambiamento delle frequenze d'onda è proporzionale alla velocità del corpo vibrante in direzione ortogonale all'asse dello strumento.

Accelerometro termico La massa campione di un accelerometro termico è sostanzialmente costituita da gas, di cui il nome accelerometro HGA (HEATED GAS ACCELEROMETER).

Esso è costituito da una camera riempita di gas con un elemento riscaldante posto al centro e quattro sensori di temperatura posti alle estremità. Tali sensori termici sono posizionati equidistanti sui quattro lati della fonte di calore in modo che il gradiente di temperatura sia simmetrico, Fig. 3.47. Una volta mosso il sensore, seguirà un conseguente

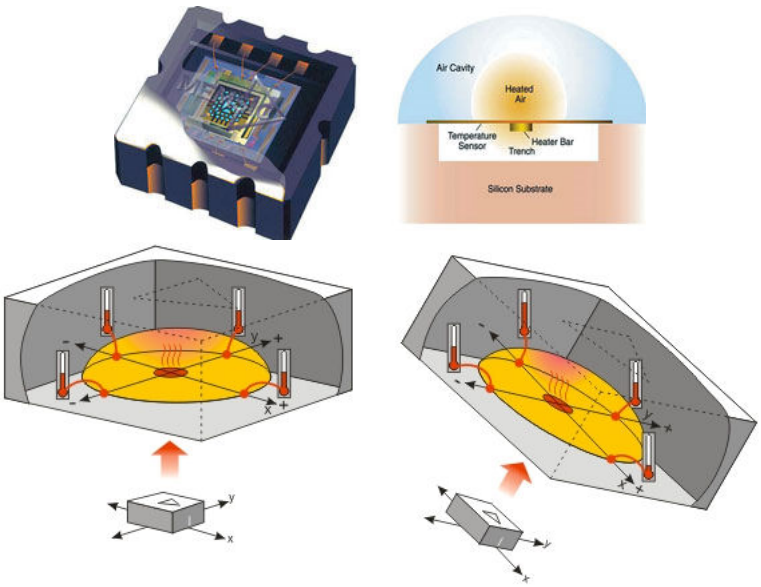


Figura 3.47: Accelerometro Termico

spostamento anche del gas caldo e si avrà una variazione del gradiente di temperatura, registrato dall'accelerometro e trasdotto in accelerazione relativa.

Anche questa tipologia di accelerometri entra nella molto diffusa famiglia di accelerometri MEMS.

3.4 Data acquisition

Al fine di effettuare delle buone acquisizioni, che consentano di ottenere segnali chiari e sufficientemente ripetibili, si rende necessario definire alcuni criteri generali di *good practice* nella misura del fenomeno vibratorio. I tre punti cardine di ogni buona misura sono riassumibili essenzialmente in:

1. posizionare il sensore nel punto PIÙ VICINO possibile al punto che si intende misurare;

2. scegliere come punto d'applicazione il punto PIÙ RIGIDO possibile;

3. segnare il punto di misura così da assicurare buona RIPETIBILITÀ per le misurazioni future.

3.4.1 Parametri di misura

Vi sono due principali parametri di misura da impostare preliminarmente ad una acquisizione vibrazionale su macchine rotanti:

- *velocità di rotazione* della macchina;

- *frequenza massima* di acquisizione.

3.4.1.1 Velocità di rotazione ed acquisizione del segnale

Oltre ai tre criteri sopra riportati si tenga poi ben presente che prima d'ogni acquisizione, volta in particolar modo ad una analisi spettrale, si rende fondamentale determinare con precisione la velocità istantanea di rotazione della macchina da monitorare. La velocità di rotazione dovrà poi mantenersi costante durante tutto il periodo d'acquisizione, per non falsare il segnale acquisito, con unica eccezione delle misure di Transient Analysis dei transitori d'avviamento macchina, nelle quali si disporrà comunque dell'andamento della velocità istantanea durante l'acquisizione grazie ad un apposito triangolatore laser. Nella pratica comune vi sono tre differenti metodologie per individuare la velocità della macchina in sede di misurazione:

- Impiego di FOTORILEVATORE LASER, quale ad esempio il CSI SpeedVue che determina la velocità dell'albero macchina attraverso la media della micrografia superficiale della circonferenza d'albero (senza necessità d'applicazione di un indicatore fotoriflettente).
- Individuazione del PICCO DEL 1°ORDINE, associato alla frequenza di rivoluzione, in uno spettro vibrazionale appositamente acquisito.
- Lettura del valore DA PLC O DA INVERTER eventualmente presenti.

L'impiego del fotorilevatore laser è auspicabile e vivamente consigliato, anche se non sempre applicabile necessitando comunque di una porzione d'albero a vista sulla quale indirizzare il fascio laser.

L'individuazione della velocità di rotazione per associazione al picco di sbilanciamento nello spettro in ampiezza del segnale è a sua volta molto comoda ma dà adito a possibili errori di diagnostica. A tal proposito si ricordi sempre che la vibrazione si trasmette lungo tutta la catena cinematica e può inoltre risentire di altri effetti dinamici provenienti dalle macchine poste nelle immediate vicinanze. Per fissare le idee si ponga di trovarsi di fronte ad un ventilatore accoppiato al proprio motore a mezzo di un accoppiamento a cinghie e si desideri individuare la velocità dell'albero motore attraverso segnale accelerometrico. In tali ipotesi vi è la fondata probabilità che l'armonica di sbilanciamento di maggior ampiezza derivi dall'albero condotto alla velocità dell'albero condotto, e non alla velocità ricercata, essendo tipicamente predominante l'effetto inerziale del ventilatore.

In maniera analoga anche la lettura della frequenza di rivoluzione può portare ad errori grossolani, nel caso in cui si prenda per buona la frequenza elettrica d'alimentazione del motore letta da inverter anziché ricondursi alla frequenza meccanica di rotazione. Si rende quindi sempre necessario leggere i dati di targa dell'attuatore per derivare la velocità di rotazione a partire dal valore letto dall'inverter di alimentazione.

3.4.1.2 Frequenza massima

La *Frequenza Massima* corrisponde al limite superiore del range in frequenza disponibile poi nello spettro acquisito. E' quindi fondamentale fissare tale frequenza in modo tale da non trascurare componenti armoniche sensibili del fenomeno osservato. La scelta di tale parametro va dunque basata sulla tipologia di macchina e sul regime di rotazione della

stessa. Nello specifico, per i due principali organi macchina che vengono scelti quali punti di misura nelle applicazioni industriali si è derivato dall'esperienza [**?**] l'applicazione della seguente formula:

$$F_{max} = \omega_{rotazione}\,[Hz] \times C \quad [Hz] \tag{3.59}$$

dove

$$C = 70 \;\; per\, Cuscinetti$$
$$C = 2,5 \times n_{denti} \;\; per\, Riduttori$$

Nel caso in cui ci si trovi in un punto di misura ove sono compresenti nelle immediate vicinanze i due elementi va sempre e comunque scelta la frequenza massima maggiore, che permetta di non trascurare alcuna componente armonica. Vedremo poi nel capitolo dedicato all'analisi spettrale agli ordini la giustificazione di tali due costanti.

3.4.2 Posizionamento dei sensori

Il posizionamento dei sensori sulla macchina che si desidera misurare è di primaria importanza per evitare di incorrere in errori grossolani e in misure falsate. Possiamo individuare due principali scenari nell'acquisizione di misure vibrazionali: il caso di sensori fissi montati in maniera permanente ed il caso più comune di sensori trasferiti da una macchina all'altra per l'esecuzione di campagne di monitoring standard. La scelta dei punti di misura prescinde tale distinzione, che trova compimento solamente nella modalità di connessione fisica alla macchina.

Innanzitutto, la locazione scelta deve consentire *accesso sicuro* all'operatore per la raccolta dati. Non vi deve essere rischio alcuno che questi possa ferirsi, scottarsi, esporsi in zone prossime a parti rotanti non protette o in ambienti contenenti fumi tossici per inalazione.

Quindi fondamentale è una *buona trasmissibilità del fenomeno* vibratorio tra la sorgente ed il punto d'acquisizione scelto. Ciascuna componente di macchina ha una propria dinamica oscillatoria e contribuirà a suo modo nel fenomeno, per cui è fondamentale individuare il percorso più breve e più rigido possibile dall'elemento d'interesse. E' essenziale assicurarsi che il punto di misura non risieda su di una componente facilmente eccitabile

in risonanza durante il regime della macchina. A tal proposito strutture dotate di elevata flessibilità quali copri ventola di motori elettrici, strutture di protezione dei giunti d'accoppiamento ed alettature di raffreddamento sono punti di misura sicuramente da evitare nella maggior parte dei casi (Fig.3.48).

Possono presentarsi situazioni nelle quali gli unici punti di misura adeguati siano inaccessibili a causa di ostacoli di natura fisica, chimica o di sicurezza per l'operatore; in tali condizioni un'installazione permanente dei sensori è la soluzione da intraprendersi. A tal proposito sono comparse ultimamente sul mercato anche diverse soluzioni di accelerometri wireless per installazioni fisse in condizioni di elevata inaccessibilità.

3.4.2.1 Direzioni di misura

Molto può essere capito dalle misure vibrazionali di una macchina se acquisite nei vari punti di misura a differenti direzioni. I differenti assi evidenziano fenomeni vibratori caratteristici direttamente correlati a ciò che avviene internamente alla macchina e che spesso permettono di discriminare un difetto da un altro e stabilirne la criticità. Si tenga sempre a mente poi che ciascun supporto avrà tipicamente differente rigidezza lungo i tre assi cartesiani. Idealmente quindi, per ciascun punto di misura si dovrebbero collezionare tre differenti acquisizioni: Orizzontale, Verticale ed Assiale (Fig.3.49).

La soluzione di misura che sperimentalmente consente il maggior grado di detenzione difettosità e la maggior predittività su treni macchina standard (motore accoppiato ad un generico acquisitore) [I-Care (2005)] è rappresentata in figura 3.50.

Nello specifico si prevede per ciascun cuscinetto del treno macchina:

- una misura VERTICALE;
- una misura ORIZZONTALE, più un acquisizione PEAKVUE® (Rif.4.5.8.5) per la detenzione di incipienti difetti sui cuscinetti;
- una misura ASSIALE per ciascun lato dell'accoppiamento.

per un totale di 14 acquisizioni per treno macchina. Chiaramente poi per ogni applicazione si troverà il giusto compromesso tra affidabilità dell'analisi e tempo a disposizione per la presa delle misure.

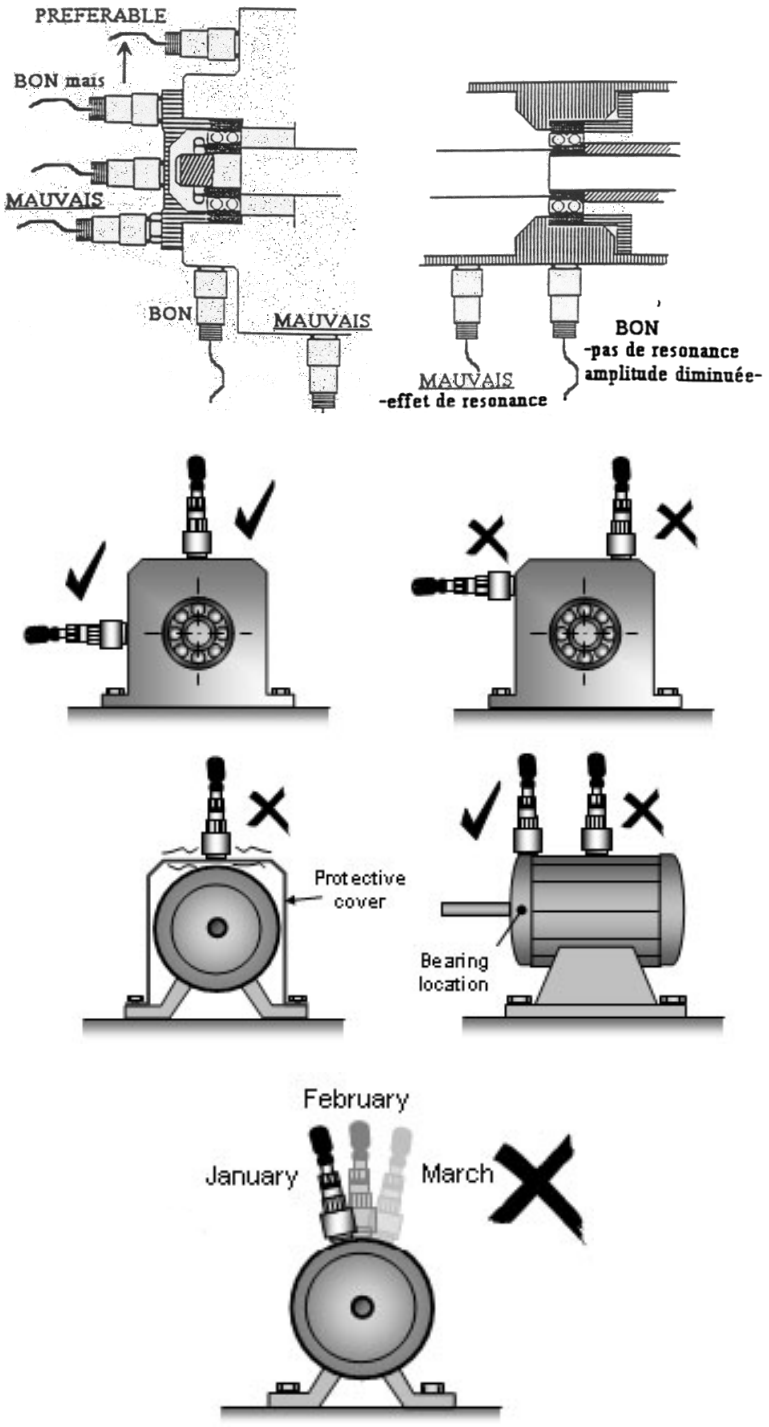


Figura 3.48: Posizionamento dei sensori

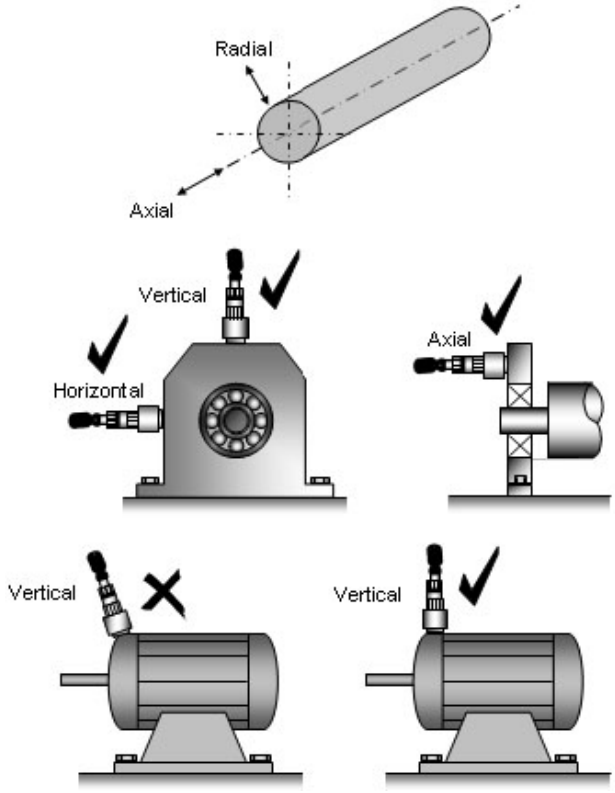


Figura 3.49: Direzioni di Misura

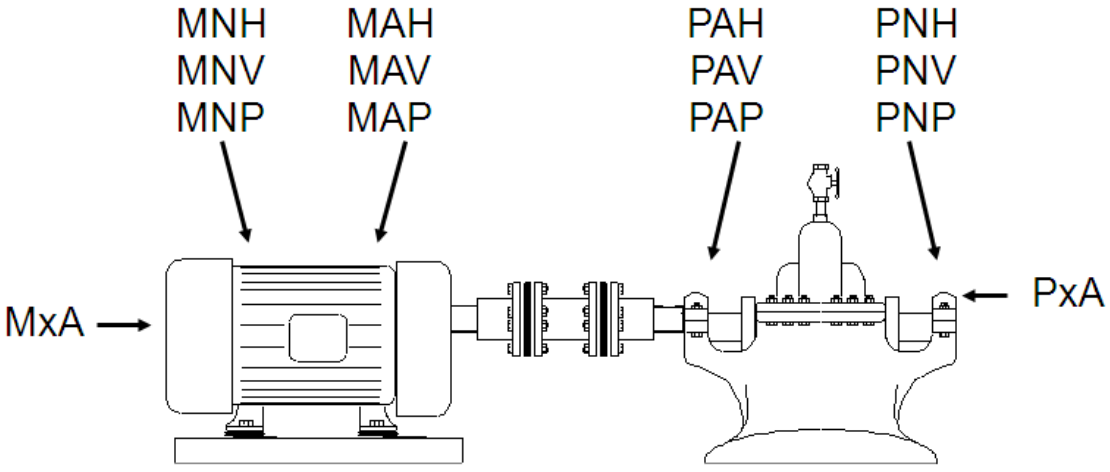


Figura 3.50: Convenzione punti e direzioni di misura su treni macchina standard

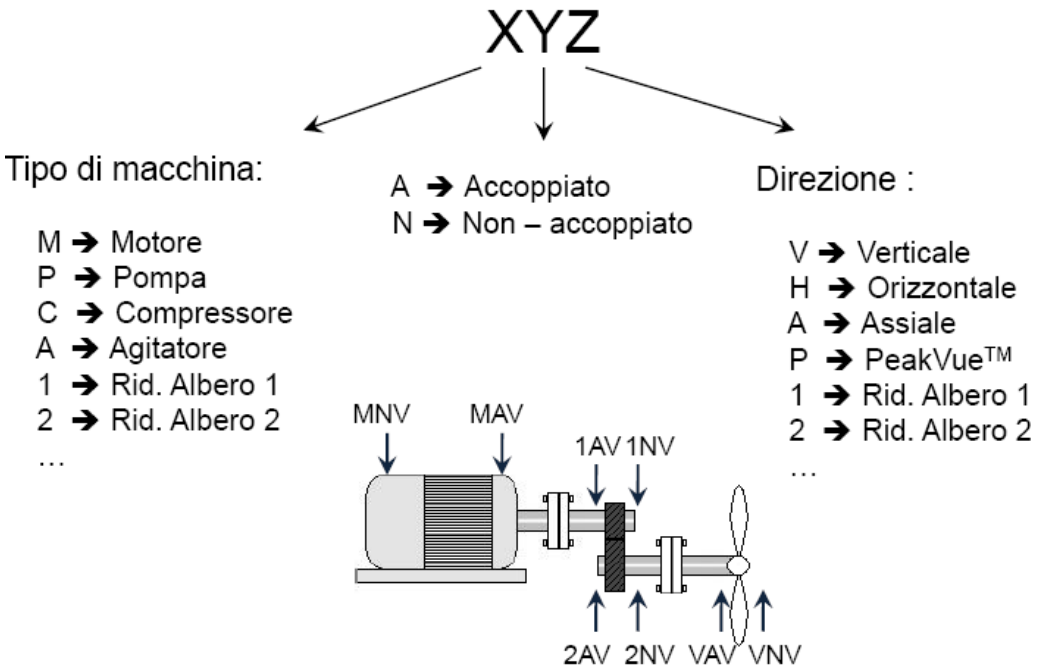


Figura 3.51: Nomenclatura delle misurazioni

3.4.2.2 Nomenclatura standard delle acquisizioni

Per garantire ordine e chiarezza delle acquisizioni in fase d'analisi e per consentire buona ripetibilità dei dati si consiglia l'adozione di un sistema di nomenclatura standardizzato sulla base della tipologia di macchina, del punto di misura e della direzione di acquisizione (Fig.3.51). Nel caso di accoppiamenti motore/utilizzatore tramite cinghie e pulegge o tramite riduttore è sempre opportuno assegnare la nomenclatura dei punti seguendo la cinematica della macchina.

3.4.3 Connessione dei sensori

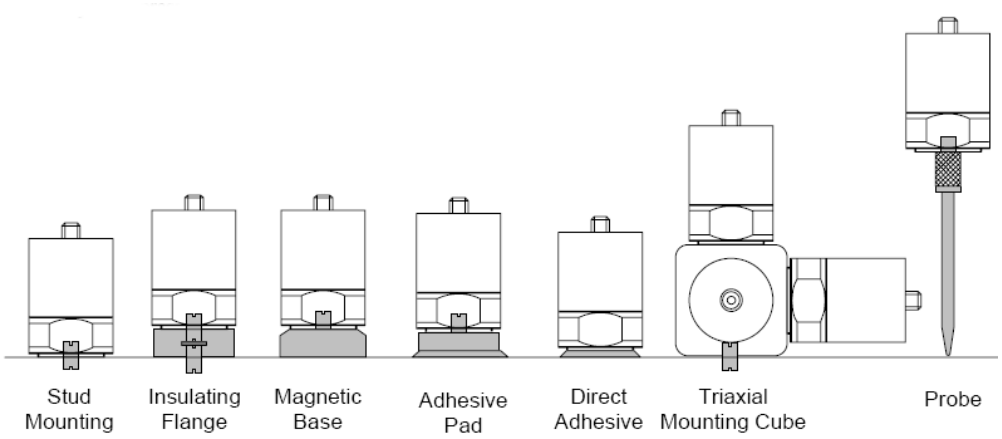
Un'altra considerazione di enorme importanza riguardo la sensoristica è la metodologia di fissaggio degli accelerometri alla macchina da misurare. Questa può influire fortemente sull'accuratezza delle misure. Alcuni anni fa la maggior parte dei produttori di analizzatori di vibrazione per uso industriale forniva i propri prodotti con annesso accelerometro e puntale di misura, il quale consentiva misurazioni facili, veloci ed in punti di difficile accesso, ma la risposta in frequenza e la ripetibilità era fondamentalmente inaccettabile.

La scelta tipicamente adottata oggi ricade invece essenzialmente nel fissare direttamente il sensore alla struttura con vite prigioniera, nell'impiego di supporti magnetici, di fissaggi quick lock, di fissaggi permanenti tramite epossidiche o nel mantenimento manuale del sensore in posizione durante l'acquisizione. Ciascun metodo di montaggio influisce nella risposta in frequenza del sensore ed una cattiva installazione può rendere inutilizzabili i dati acquisiti.

Come si è spesso ripetuto, una dei requisiti di maggior importanza in una serie di misure è la loro *ripetibilità*. Se i dati vengono correttamente acquisiti ad ogni rotta ispettiva, e la macchina opera ad ogni rilevazione allo stesso regime di funzionamento, l'unica spiegazione in una variazione del segnale vibratorio risiederà in una variazione delle condizioni. Per cui se il metodo di fissaggio varia da una misura alla precedente, eventuali variazioni possono riflettere la mera variazione delle condizioni di montaggio.

I sensori devono, in linea di principio, essere a diretto contatto con la superficie della macchina, in una locazione quanto più possibile piana e regolare. Inoltre si ricordi che più la connessione è rigida e solidale alla superficie di misura più elevata è la probabilità di ottenere segnali con accettabile risposta in frequenza.

Come anticipato, vi è un'ampia gamma di configurazioni di fissaggio impiegate per posizionare gli accelerometri sulla superficie di misura (Fig.3.52). La scelta della metodologia più appropriata è in parte dettata dalla specifica applicazione, valutando il caso di installazione temporanea degli accelerometri o di fissaggio permanente (ad esempio per l'on-line condition monitoring). L'opzione migliore dal punto di vista della *risposta in frequenza* ottenibile è quella di filettare direttamente il sensore alla superficie, fig.3.53. Tutti gli altri metodi di fissaggio ridurranno il range in alta frequenza fornibile dal sensore, ed inoltre si consideri sempre che l'interposizione di adesivi, basi di fissaggio o puntali di misura va ad introdurre una risonanza di montaggio nella catena di misura, che può amplificare picchi in alta frequenza confondibili con difetti di ingranaggio o di cuscinetto. Il range di frequenze utili collezionabili con le diverse configurazioni di fissaggio sarà sempre e comunque limitato alle frequenze inferiori alla zona di risonanza del sensore, ove la risposta in frequenza è costante.



(a)



(b)

Figura 3.52: Metodi di fissaggio degli accelerometri

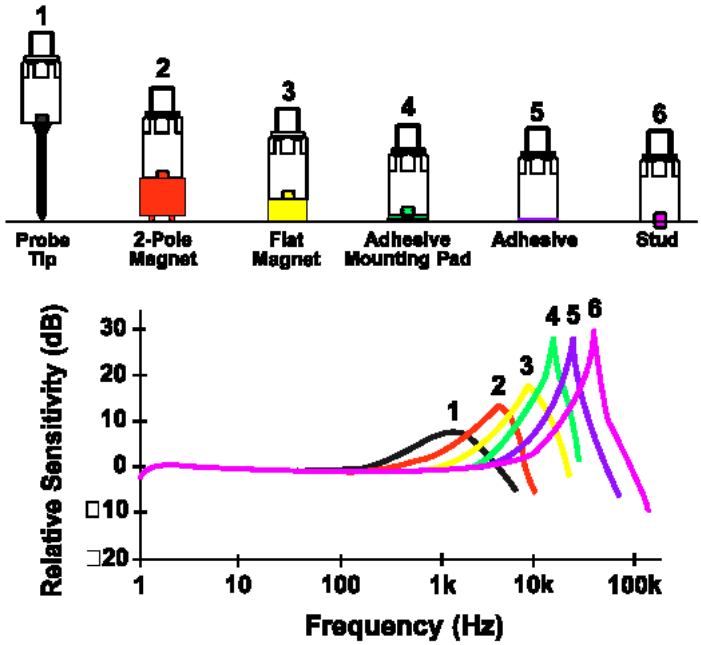


Figura 3.53: Risposta in frequenza in funzione del metodo di fissaggio

3.4.3.1 Puntale di misura

Nonostante consenta di raggiungere zone difficilmente accessibili il segnale acquisibile varia sensibilmente in funzione della pressione di contatto esercitata, dell'angolo di misura e della posizione con conseguente decadimento della ripetibilità di misura. Si ha una risonanza di montaggio a circa $800 - 1500\,Hz$ e si consiglia di evitarne l'impiego per misurazioni inferiori ai $10\,Hz$ (Fig.3.54).

3.4.3.2 Basi magnetiche

Il fissaggio tramite base magnetica consente migliori risultati. L'impiego di supporti magnetici a due poli consente ottime acquisizioni anche su superfici leggermente ricurve, anche se si raccomanda sempre che la superficie di misura sia il più regolare possibile e priva di incrostazioni o ossidazioni. In taluni casi si raccomanda l'impiego di fluidi d'accoppiamento a base siliconica, a base di cera d'api o a base oleosa per incrementare la trasmissione alle alte frequenze nelle basi magnetiche a superficie piatta (Rare Earth Magnets). Gli accelerometri a base magnetica a doppio appoggio hanno una frequenza di risonanza di montaggio pari a $3000 - 7000\,Hz$ (Fig.3.56a), mentre quelli a superficie magnetica piatta a circa $5000 - 10000\,Hz$ (Fig.3.56b). Si osservi che tali magneti hanno una sensibile forza attrattiva e particolare cura deve essere applicata nel posizionamento del sensore per evitare di indurre segnali impulsivi nell'acquisizione. Un buon metodo di posizionamento consiste nell'adagiare uno spigolo e quindi delicatamente adagiare la restante superficie alla macchina.

3.4.3.3 Fissaggio Quick-Lock

Tali basi di fissaggio vanno fissate permanentemente alla macchina e consentono poi un aggancio rapido dell'accelerometro attraverso una filettatura a quarto di giro. La frequenza di risonanza di tale soluzione è molto elevata e prossima a quella ottenibile filettando direttamente il sensore sulla macchina (Fig.3.55), inoltre riduce la torsione dei cavi di misura.

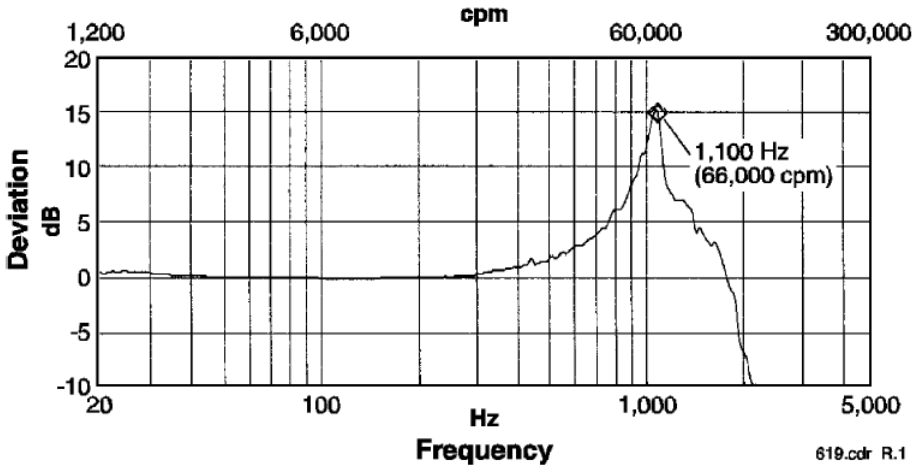


Figura 3.54: Probe Tip

3.4.3.4 Basi incollabili e viti di fissaggio

Le due soluzioni che garantiscono la più elevata risposta in frequenza sono caratterizzate dall'impiego di basi di fissaggio incollabili a mezzo di soluzioni epossidiche o a base di cianoacrilati, o mediante diretta filettatura del sensore alla superficie di misura, soluzione che in assoluto consente il più ampio range in frequenza.

3.4.4 Sensitività, Banda passante e Gamma dinamica

Nella scelta di un accelerometro vi sono vari parametri sui quali intervenire per ottenere una buona misurazione. Tra questi il più importante è costituito sicuramente dalla SENSITIVITÀ. La sensitività di un accelerometro misura il livello di voltaggio dato in uscita in risposta ad un dato livello di vibrazione e viene rappresentata in termini di mV/g. Tipicamente gli accelerometri impiegati nei sistemi di condition monitoring sono caratterizzati da una sensitività di $100\,mV/g$. Per applicazioni particolari, solitamente quando le velocità di rotazione sono particolarmente basse può risultare utile l'impiego di accelerometri $500\,mV/g$ o $1\,V/g$ che garantiscono segnali più elevati, di modo da amplificare i bassi livelli vibratori presenti. Tale incremento di sensitività del sensore si paga però, come vedremo in termini di banda passante.

In via puramente teorica un trasduttore posizionato su di un elemento vibrante con eguale ampiezza a tutte le frequenze fornirà in uscita una tensione proporzionale a tale

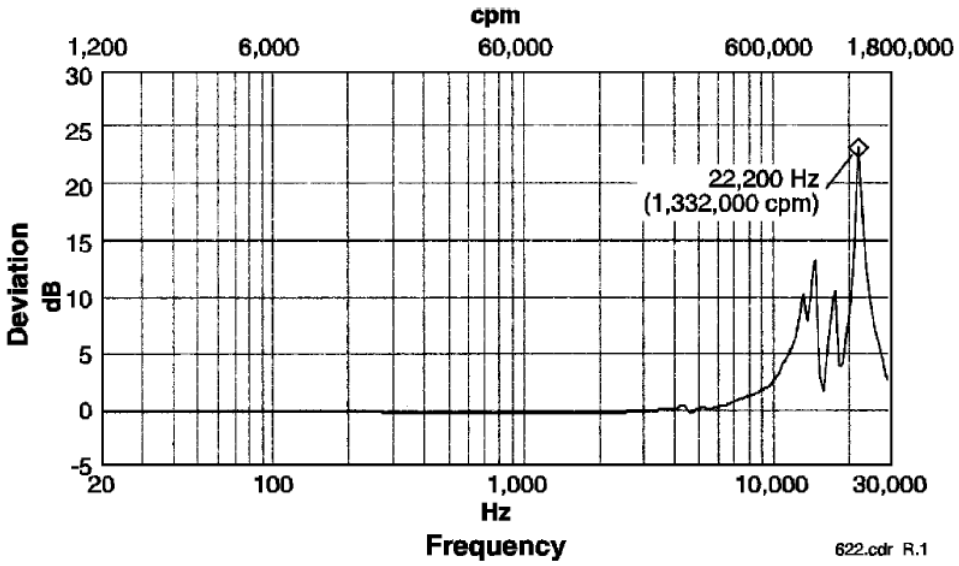


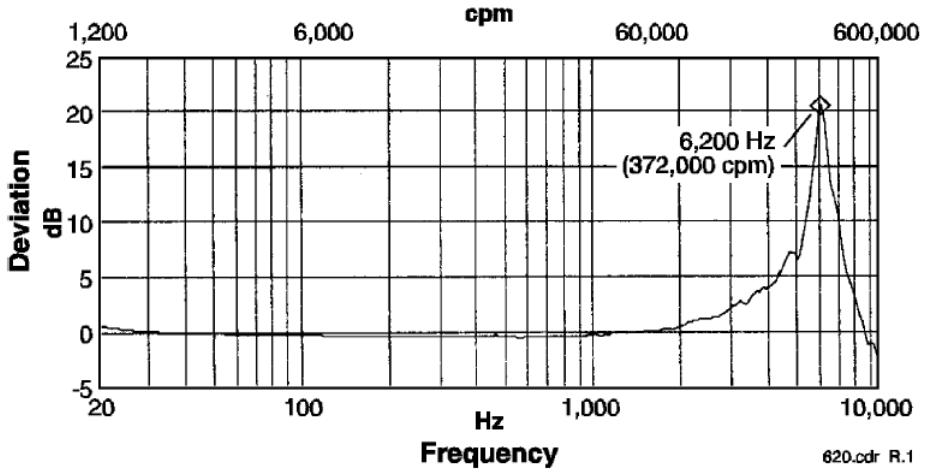
Figura 3.55: Quick Lock mounting

valore (corrispondente appunto alla sensitività del sensore) e costante in tutto il range di frequenza. Nella realtà, come abbiamo visto, la *Risposta in Frequenza* di un generico accelerometro, anche per effetto del metodo di montaggio, presenta delle limitazioni in termini di range utile di frequenza (Fig.3.57).

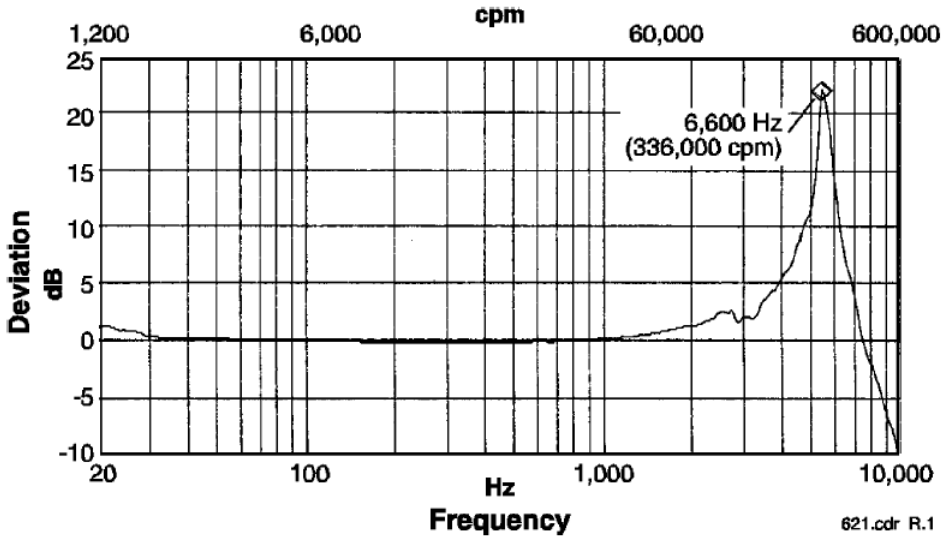
Si individuano tre zone: un limite in bassa frequenza, una zona di risposta lineare in frequenza e la zona di risonanza del sensore in alta frequenza[3]. L'intervallo di frequenze all'interno del quale il rapporto tra le ampiezze d'ingresso ed uscita si mantiene pressoché costante, al di sotto di $3\,dB$ è detto BANDA PASSANTE (o FREQUENCY RANGE) e costituisce effettivamente il range di frequenze indagabili senza commettere errori di misura superiori al $5 \div 10\,\%$ (Fig.3.58a). Come regola pratica un accelerometro si può utilizzare fino ad un terzo della sua frequenza di risonanza, considerando anche l'eventuale riduzione di frequenza dovuta al montaggio (Fig.3.58b).

Per ovviare al problema della zona di risonanza basterà adottare un accelerometro con banda passante sufficientemente estesa ed applicare un filtro passa-basso per tagliare i segnali indesiderati provocati dal picco di risonanza dello strumento (Fig.3.59). Per ovviare invece al problema a basse frequenze si possono utilizzare accelerometri piezoresistivi che

[3] Alcune tecniche d'acquisizione, quali la shock pulse, la SPM e alcune tecniche di demodulazione spettrale, sfruttano tale zona di risonanza per amplificare livelli vibratori molto bassi presenti nelle zone di alta frequenza.



(a) Two pole magnet for curved surface



(b) flat mount magnets

Figura 3.56

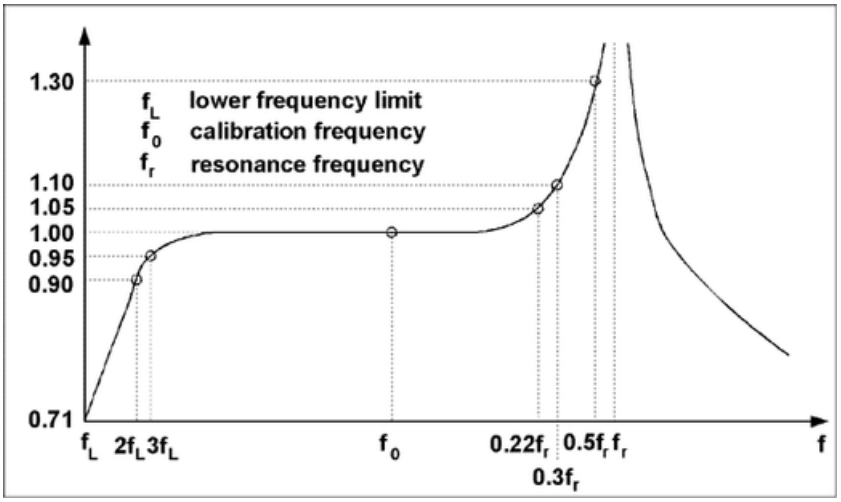


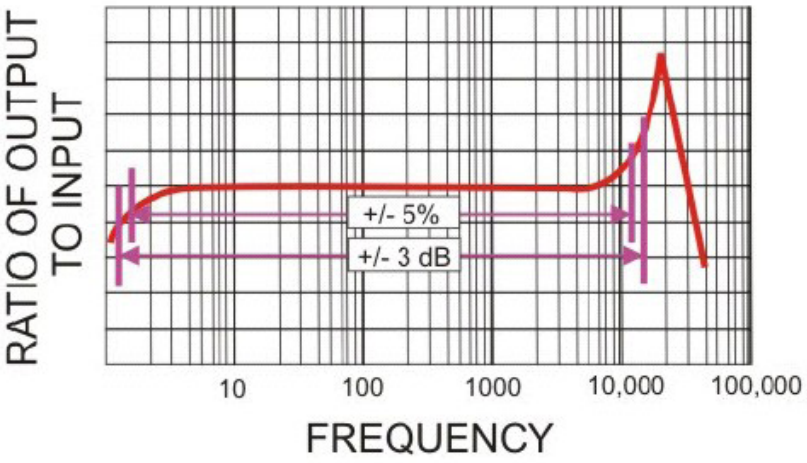
Figura 3.57: Tipica risposta in frequenza di un accelerometro

utilizzano un substrato piezoresistivo invece di un substrato piezoelettrico.

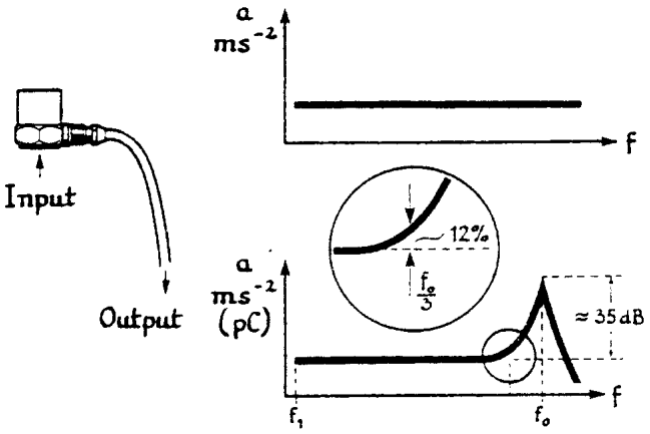
Si osservi che gli accelerometri oltre che ad un range in frequenza sono caratterizzati anche da un range operativo in ampiezza (DYNAMIC RANGE). Il limite massimo in ampiezza corrisponde alla saturazione dell'output a causa di un eccessivo livello di vibrazione, mentre il limite minore corrisponde al rumore di fondo generato dall'elettronica che copre i livelli acquisiti.

Si osservi dunque che si cerca di adottare sempre accelerometri con elevata ω_n in modo tale da avere un ampio range in frequenza. Se però osserviamo la relazione 3.58 si evince che l'aumento della banda in frequenza disponibile si paga in termini di sensitività in proporzione di $1/\omega_n^2$, come visibile in figura 3.60.

Accelerometri per alte frequenze sono dunque tipicamente molto piccoli ($m \downarrow$) e montati su supporti molto rigidi ($k \uparrow$), però forniscono segnali molto deboli e quindi poco accurati. Viceversa accelerometri ad elevata sensitività pagano in termini di banda passante fortemente ridotta e di elevata sensitività all'overload.



(a)



(b)

Figura 3.58: Frequency Range

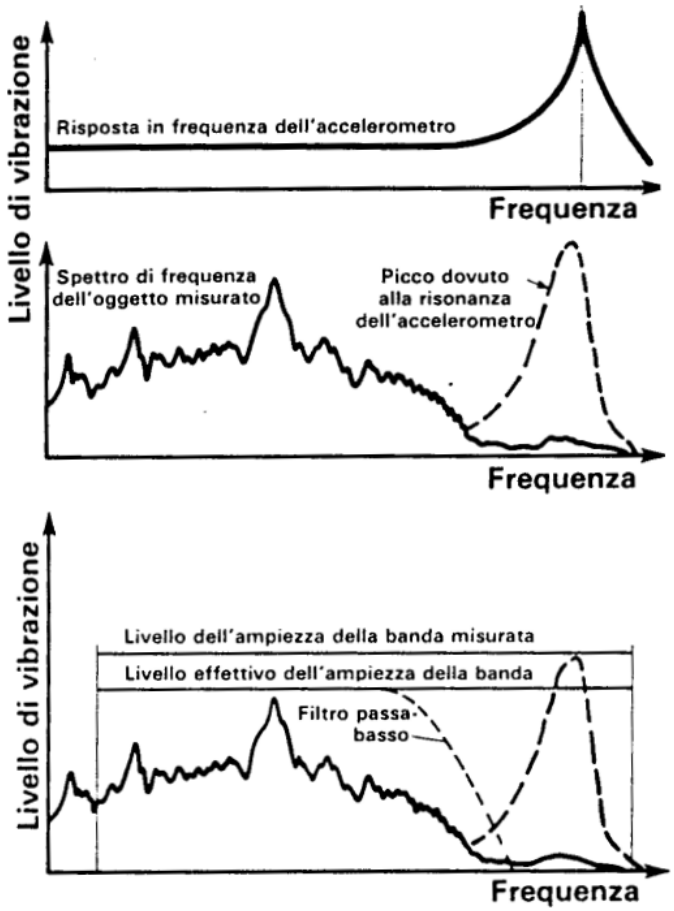


Figura 3.59: Filtro passa-basso

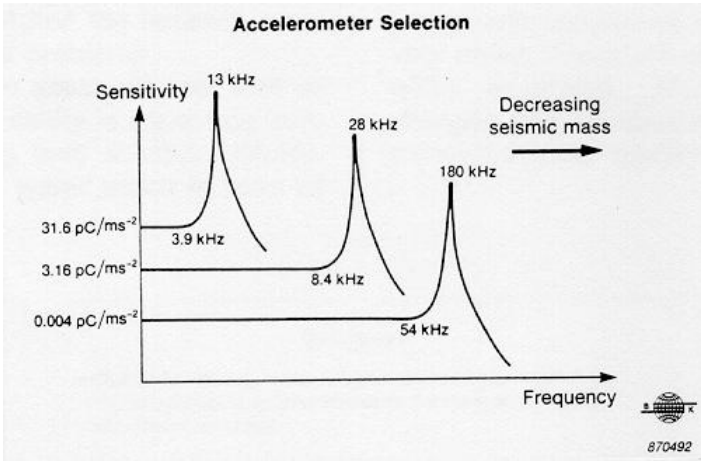


Figura 3.60: Legame tra sensitività e range in frequenza

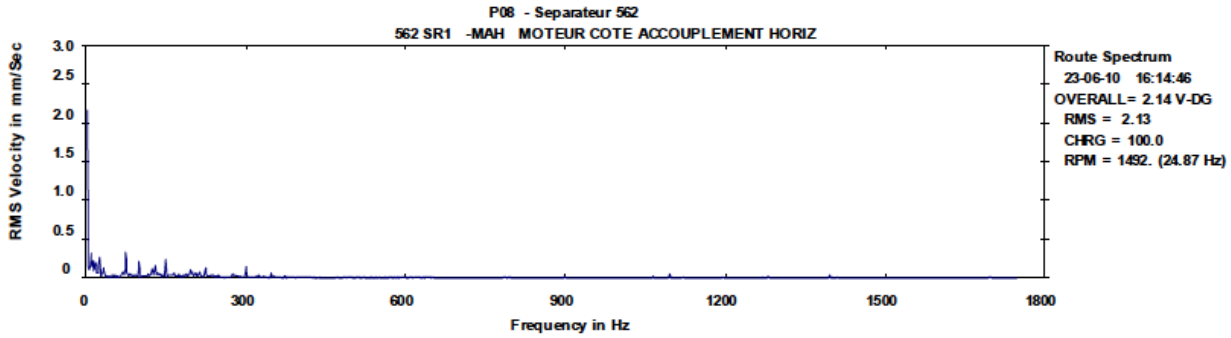


Figura 3.61: Bad Data - Ski Slope

3.4.5 Riconoscimento di dati irrilevanti

E' buona norma verificare in sito, a valle dell'acquisizione, la coerenza dei dati raccolti ed appurare la bontà della misurazione. Vi sono delle caratteristiche che evidenziano in maniera più o meno eloquente la presenza di errori nella catena di misura o nell'acquisizione. L'acquisizione di dati irrilevanti può essere fondamentalmente causata da cablaggi di bassa qualità, da malfunzionamenti del sensore, dalle condizioni di montaggio o da molte altre cause.

3.4.5.1 Ski slope

Uno dei difetti di acquisizione più frequenti è evidenziato da questo particolare andamento nello spettro in frequenza (Fig.3.61), che come ci si appresta a vedere è indotto da differenti possibili cause.

Settling time Quando un accelerometro ICP viene connesso ad una fonte di alimentazione richiede qualche secondo per permettere la stabilizzazione dell'amplificatore, periodo comunemente riportato come *settling time* del collettore. Durante tale periodo di transizione qualunque dato acquisito risulterà affetto nella waveform da una rampa di voltaggio esponenziale decrescente, lo spettro invece presenterà un picco molto elevato in bassissima frequenza con un forte gradiente in ampiezza spesso denominato SKY SLOPE. Per tal motivo si deve rispettare il tempo di stabilizzazione del segnale prima di procedere ad una misurazione, nel momento in cui viene collegato il nuovo sensore. Un set d'acquisizioni

affetto da tale fenomeno risulta fortemente compromesso, soprattutto per quanto riguarda la sua gamma dinamica.

Gradienti termici Gradienti termici possono indurre a loro volta degli andamenti similari a ski slope, tipicamente quando il sensore viene spostato da una superficie ad alta temperatura ad una molto più fredda (e viceversa). Il salto di temperatura causa una deformazione del cristallo piezoelettrico con conseguente oscillazione instabile del segnale in uscita. E' buona norma dare tempo al sensore di stabilizzarsi in temperatura o sostituirlo direttamente con un nuovo accelerometro.

Shock meccanici Simile andamento del segnale si ottiene anche nel momento in cui l'accelerometro vada ad impattare violentemente con la superficie di misura, tipicamente osservato negli impieghi con base magnetica di fissaggio. In tal caso l'impatto causa un forte voltaggio in uscita con successivo andamento oscillante del segnale e conseguente ski slope nello spettro in frequenza ed transitorio evidente nella waveform.

Overload In maniera analoga anche la saturazione in ampiezza del sensore può indurre tale difetto d'acquisizione. Un sovraccarico del segnale può essere inoltre in molti casi imputabile ad una cattiva connessione dei cablaggi.

3.4.5.2 Basso contenuto in alta frequenza

In molti casi, ove l'acquisizione presenti un evidente carenza di contenuto in alta frequenza (a fronte di un confronto con le rilevazioni precedenti), la causa è da imputarsi ad un cattivo montaggio del sensore sulla superficie di misura. Se la superficie di contatto è sporca o irregolare si avrà infatti una riduzione della risposta in frequenza con conseguente decurtazione del contenuto in alta frequenza.

3.4.5.3 Armoniche inattese

Un cattivo fissaggio del sensore che evidenzi del gioco nella connessione condurrà alla generazione di tutta una serie di armoniche più o meno casuali nello spettro.

3.5 Signal processing

3.5.1 Campionamento del segnale analogico

Una fase molto importante per acquisire correttamente il segnale analogico e per poterlo analizzare correttamente in una fase successiva è quella del campionamento, cioè della trasformazione dell'ingresso in una serie temporale di numeri. Nella fase di acquisizione dei dati è importante definire la FINESTRA DI CAMPIONAMENTO T, cioè l'intervallo di tempo in cui si acquisisce il segnale, e l'INTERVALLO DI CAMPIONAMENTO ΔT, cioè la distanza temporale da un campionamento al successivo. In questo modo si può definire la FREQUENZA DI CAMPIONAMENTO f_s (sampling frequency) come l'inverso dell'intervallo di campionamento. Così la finestra di campionamento viene suddivisa in n parti uguali tramite l'intervallo di campionamento. In questo modo n è il numero di campioni ottenuti. La scelta della giusta finestra di campionamento è determinante per i risultati che si possono ottenere nelle analisi successive. Infatti alla fine non si osserverà il segnale completo, ma solo quello compreso all'interno della finestra. Quindi è necessario fare in modo che la finestra di campionamento sia il più possibile estesa così che si possa campionare il segnale nella maniera più completa possibile, compatibilmente con la natura del segnale e le sue caratteristiche di stazionarietà. In generale, inoltre, si fa l'ipotesi che la funzione campionata sia periodica, di conseguenza il segnale viene ripetuto identico a se stesso ogni T. Può accadere che se il valore finale della funzione campionata non coincide con quello iniziale ci sia una discontinuità al ripetersi del segnale. In questa circostanza i picchi dello spettro risultante saranno più larghi e ciò costituisce il problema principale del *leakage*. Si deve prestare molta attenzione nella scelta del ΔT giusto. Se, infatti, la frequenza di campionamento risulta troppo bassa non si preleva un segnale vicino a quello reale e, anzi, molte volte il segnale risultante non corrisponde affatto a quello in ingresso. In questi casi, inoltre, risulta impossibile qualsiasi tipologia di correzione a posteriori, in quanto non si è a conoscenza della tipologia di segnale analogico che si sta misurando. Peraltro la scelta dell'intervallo di campionamento influenza il numero di misure complessive che si effettuano e se si sceglie un numero di campioni ridotto, anche se si riesce a riprodurre in maniera efficace il segnale, si può perdere qualcosa in termini di risoluzione. *Un possibile modo per scegliere il giusto ΔT può essere quello di esaminare le frequenze naturali del sistema in esame, prendere la più alta e scegliere un valore superiore a quest'ultimo co-*

me frequenza di campionamento. Un problema che si verifica in alcune circostanze è che il sistema può essere soggetto a più frequenze naturali, alcune delle quali possono essere maggiori di quelle eccitate durante la misurazione iniziale. In questa circostanza l'utilizzo di un modello di riferimento adeguato può fornire informazioni sulle frequenze teoriche del sistema e, quindi, sul ΔT ottimale. La scelta del giusto intervallo di campionamento deve tenere conto anche della presenza di possibili disturbi del segnale. Se si ipotizza che frequenze elevate non costituiscano il segnale principale si può anche optare per un ΔT più grande, altrimenti è opportuno scegliere un intervallo che dia un'accuratezza maggiore.

3.5.1.1 Aliasing

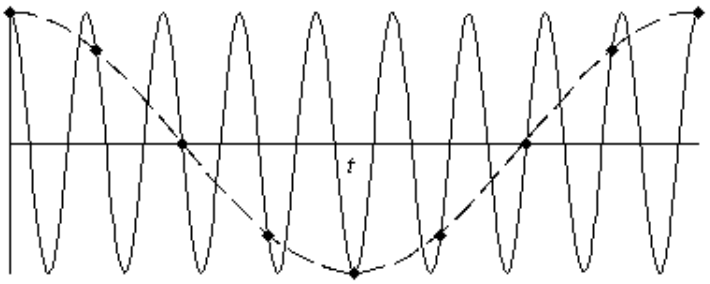
L'ALIASING, legato al termine latino alias=altro, viene usato per indicare gli effetti di un particolare errore di campionamento, caratterizzato da un'evoluzione temporale diversa dall'originale. Il fenomeno è strettamente legato alla frequenza di campionamento del segnale. Infatti, se la frequenza di campionamento fosse la stessa del fenomeno osservato dall'acquisizione si otterrebbe un segnale costante (Fig.4.8a), mentre per frequenza di campionamento vicina a quella del fenomeno si otterrebbe un andamento caratterizzato da una bassa frequenza inesistente (alias) (Fig.3.62a). Tra i segnali più difficili da rappresentare si trovano le onde quadre e, in generale, tutti i segnali caratterizzati da singolarità analitiche.

Teorema del Campionamento e Filtri Un metodo per scegliere la massima frequenza che è possibile analizzare senza effetti di alias evidenti viene fornito dal *Teorema di Shannon*. Il teorema del campionamento, noto anche come teorema di Shannon, afferma che la massima frequenza del segnale campionato deve essere minore della metà della frequenza di campionamento (definita anche frequenza di Nyquist).

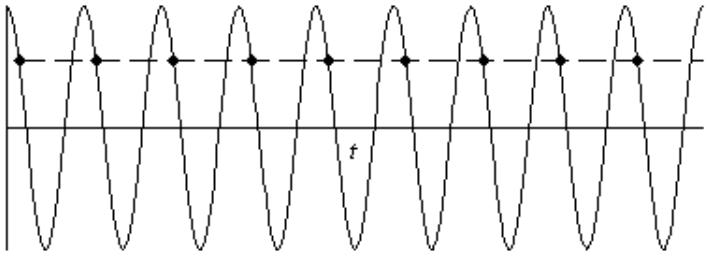
$$f_{max} < f_{Nyquist} = \frac{f_s}{2} \tag{3.60}$$

In genere nella pratica viene impiegata una frequenza di campionamento pari a

$$f_s = \frac{1}{\Delta T} > 2.56 f_{max} \tag{3.61}$$



(a) $f_s \simeq f_{segnale}$



(b) $f_s = f_{segnale}$

Figura 3.62: Fenomeno di Aliasing

É molto importante tenere in considerazione questo teorema in quanto permette di eliminare frequenze che possono dare origini a campionamenti errati e, quindi, al problema dell'aliasing. Inoltre, scelta opportunamente la frequenza di campionamento, è fissata anche la frequenza di Nyquist e, di conseguenza, il valore della massima frequenza dello spettro del segnale campionato. In generale molti trasformatori di Fourier hanno al loro interno dei *filtri passa-basso* in modo da effettuare il troncamento delle frequenze superiori a quella di Nyquist e, quindi, ottenere già un buon risultato dello spettro finale.

3.5.1.2 Leakage

Un problema che si può verificare spesso nella rappresentazione dello spettro di potenza del segnale è quello del LEAKAGE. Esso consiste nella rappresentazione di picchi con una base di una certa larghezza e di ampiezza minore rispetto al picco teorico. Questo problema dipende in generale dai calcoli numerici effettuati dal trasformatore di Fourier, che evidenziano frequenze molto vicine a quella eccitata anche se in realtà queste non sono influenzate. Ciò si spiega facilmente con il fatto che nella realtà difficilmente il pe-

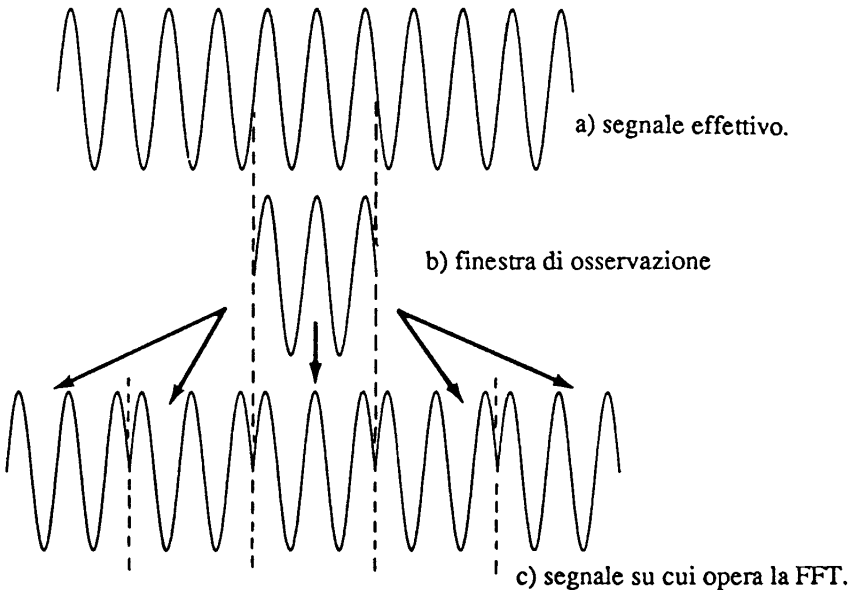


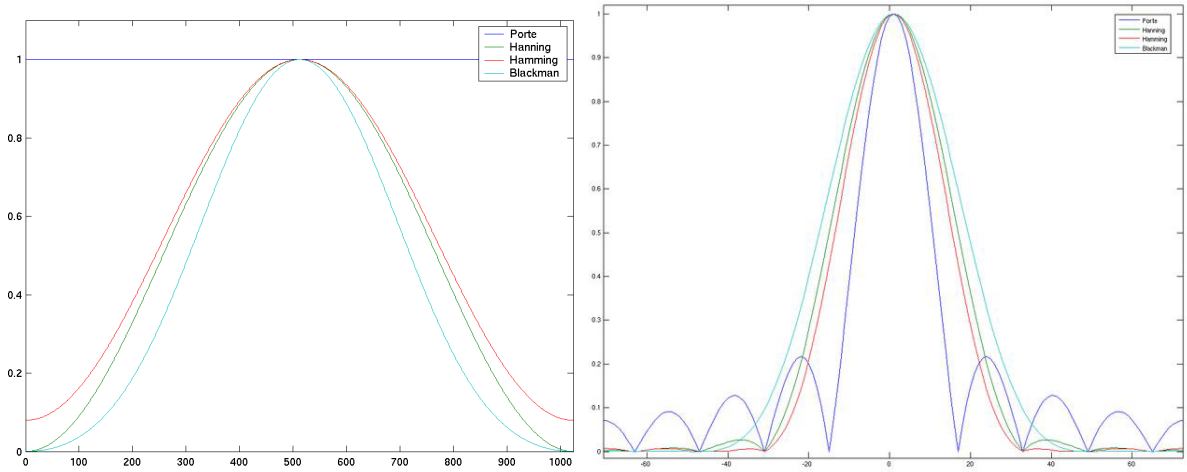
Figura 3.63: Leakage

riodo di osservazione equivarrà ad un multiplo intero del periodo del fenomeno osservato (Fig.3.63).

Finestrature Per attenuare l'effetto del leakage si deve cercare innanzitutto di considerare una finestra di campionamento che contenga un numero intero di periodi, nel caso il segnale sia realmente periodico. Se ciò non è possibile (come nella maggior parte dei casi reali), si può pensare di ridurre l'effetto del troncamento della finestra e, quindi, considerare una finestra diversa da quella rettangolare vista fino ad adesso in modo da pesare differentemente la parte centrale della finestra d'osservazione. Tra le tante finestre che vengono usate, quella più diffusa è la FINESTRA DI HANNING. La funzione che definisce la finestra di Hanning è

$$y(t) = 1 + \cos(2\pi T) \tag{3.62}$$

Si vede subito che questa finestra, a differenza di quella rettangolare, elimina le discontinuità alle estremità, perdendo tuttavia in questo modo delle informazioni del segnale (Fig.3.64a). Il risultato finale darà un lobo centrale più ampio e piatto e con minori disturbi rispetto a quello della finestra rettangolare, vedi figura 3.64b, ma porterà con sé una



(a) Tipologie di finestre disponibili

(b) FFT del segnale finestrato

Figura 3.64: Finestrature

maggiore indeterminazione della frequenza di picco.

Dunque, invece di studiare il segnale $s(t)$, Studiamo il segnale troncato: $s_h(t) = s(t) \cdot h(t)$. Passando nel dominio delle frequenze tramite trasformata di Fourier, si ottiene la convoluzione $S_h(f) = S(f) \cdot H(f)$, dove $H(f)$ è la trasformata della finestra.

3.5.2 Conversione Analogico/Digitale

La conversione A/D consiste nella trasformazione del segnale acquisito, generalmente di tipo elettrico, in un segnale di tipo digitale, ossia in una sequenza di numeri, adatta ad una successiva elaborazione con il calcolatore. Per una corretta conversione risulta quindi necessario definire il range ammesso delle tensioni, nel caso il segnale sia di tipo elettrico, e la tipologia di uscita. L'uscita risulta essere generalmente di tipo binario, caratterizzata quindi da un numero di bit, solitamente 16 o 24 (raramente a 12 bit), ovvero al numero di valori binari che possono essere utilizzati per la generazione dei numeri interi positivi associati ai valori del segnale di ingresso. Quanto maggiore è il numero di bit, tanto maggiore è la risoluzione, poiché si riesce a discretizzare in modo più fitto l'intervallo di tensione ammissibile (o range di misura) all'ingresso dell'ADC. La risoluzione è la più piccola variazione del segnale in ingresso al convertitore analogico-digitale (ADC) che può essere rilevata e tradotta in un nuovo numero. Una risoluzione non adeguata alla misura

può provocare considerevoli errori numerici. Infatti, detto n il numero di bit utilizzato per la rappresentazione digitale, per la logica computazionale si potranno riprodurre al massimo 2^n valori distinti. Ciò comporta una discretizzazione del segnale acquisito ed una variazione della risoluzione, legata alla scelta del numero di bit e del range ΔV tramite la formula

$$Risoluzione_{convertitore} = \frac{\Delta V}{2^n - 1} \tag{3.63}$$

La risoluzione è legata al numero di bit dell'ADC, A parità di numero di bit dell'ADC si può aumentare la risoluzione restringendo il range di misura: opzione permessa da molti sistemi di misura.

Quando si effettua una misura bisogna essere certi che:

- la tensione in uscita dal trasduttore ricada nell'intervallo di tensione ammissibile all'ingresso dell'ADC,
- la risoluzione sia adatta alla misura (es. la risoluzione degli accelerometri piezoelettrici non di rado è pari a 10 mV/g; con una simile risoluzione di misura, un convertitore a 12 bit con range di ±10V ha una risoluzione di quasi 0.5 g).

3.5.3 DFT e FFT

Abbiamo visto al paragrafo 3.1.3.2 come la Trasformata di Fourier permetta di trascendere dal vincolo di periodicità del segnale e di analizzare un generico segnale ipotizzandone un certo periodo. Fino a questo punto si è però considerata l'analisi dei segnali visti come funzioni completamente note dal punto di vista analitico e per le quali si è fatto uso, appunto, della trasformata di Fourier. Nei casi generali, tuttavia, non si è affatto in queste condizioni. Per questo motivo è necessario effettuare un opportuno campionamento del segnale, facendo in modo che il risultato sia molto vicino al segnale di partenza e che non si verifichino problemi di acquisizione. Successivamente il segnale così campionato, per essere opportunamente analizzato, deve essere trasformato e visualizzato nel dominio delle frequenze. Ciò, però, non può essere fatto tramite la formulazione precedentemente vista. Così in tali circostanze si adopera la TRASFORMATA DISCRETA DI FOURIER (DFT).

Riprendiamo a tal proposito in considerazione l'espressione 3.31 della trasformata di Fourier

$$G(i\omega) = \int_{-\infty}^{+\infty} g(t) \cdot e^{-i\omega t} dt \tag{3.64}$$

Come abbiamo visto poi, esiste un'espressione in ambito discreto simile a questa, nel calcolo dei coefficienti complessi G_n della serie complessa di Fourier

$$G_n = \frac{1}{T} \int_{0}^{T} g(t) \cdot e^{-in\varpi t} dt \tag{3.65}$$

a meno di $1/T$ corrispondono ai valori assunti, a pulsazioni multiple intere della fondamentale $\varpi = 2\pi\bar{f} = 2\pi/T$, dalla trasformata di Fourier del medesimo segnale osservato nell'intervallo T e ritenuto nullo al di fuori di tale intervallo. Tali coefficienti della serie complessa di fourier permettono dunque una stima a frequenze ben definite della trasformata di Fourier. Vi è però un'incongruenza, data dal fatto che i G_n vengono definiti tra 0 e T, mentre $G(i\omega)$ tra $\pm\infty$.

La DFT calcola i coefficienti della serie complessa di Fourier per una funzione osservata in un intervallo di tempo T ed implicitamente ritenuta periodica di periodo T (Fig.3.65). Il segnale viene dunque considerato nullo prima e dopo il suo manifestarsi (lo si impone limitato), divenendo così trasformabile. Il fatto di considerare tale fenomeno limitato che si ripete all'infinito non inficia la bontà del metodo, si deve sempre però considerare che si osserva un segnale che difficilmente ha periodicità multipla intera del fenomeno reale. E' dunque fondamentale adottare una finestratura opportuna per evitare il fenomeno del leakage.

Il calcolo della DFT di un segnale g(t) prevede che esso venga preventivamente digitalizzato. I segnali vengono generalmente campionati ad intervalli di tempo ΔT regolari, cui corrisponde una frequenza di campionamento $f_s = 1/\Delta T$ (detta anche *"sampling frequency"* o *"sampling rate"*). Se di un generico segnale $g(t)$ vengono letti K *campioni* alla frequenza f_s, la durata dell'intervallo di osservazione è pari a

$$T = K\Delta T = \frac{K}{f_s} \simeq \frac{n_{linee}}{f_{max}} \tag{3.66}$$

Fissare K e f_s, e quindi T, equivale a definire la pulsazione fondamentale ϖ del segnale osservato. Fissato l'intervallo di osservazione T risulta pertanto definita anche la

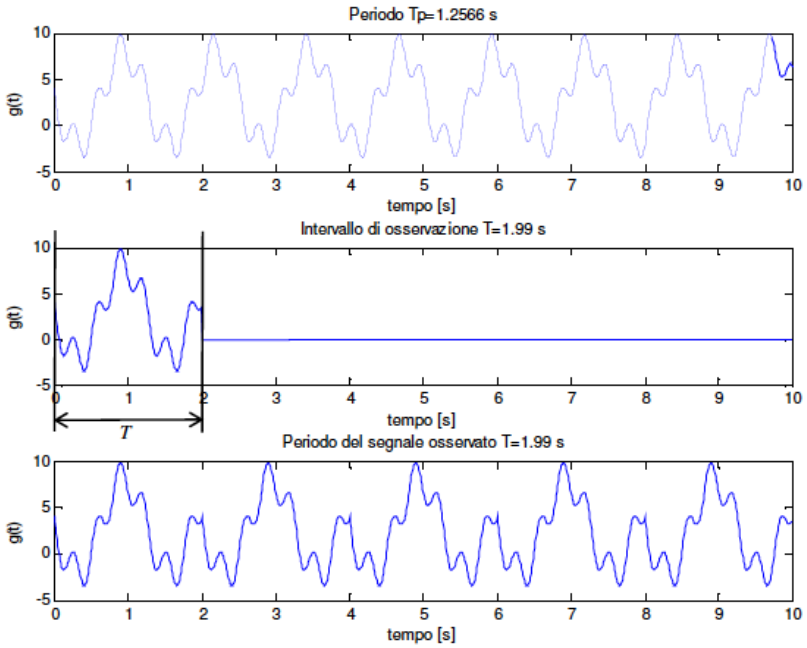


Figura 3.65: Trasformata discreta di Fourier - Periodo d'osservazione - [Trevisani (2011)]

RISOLUZIONE IN FREQUENZA Δf dello spettro discreto

$$\Delta f = \bar{f} = \varpi/2\pi = 1/T = \frac{f_s}{K} \simeq \frac{f_{max}}{n_{linee}} \tag{3.67}$$

La distanza tra una riga spettrale e la successiva risulta infatti uguale alla frequenza fondamentale. Per aumentare la risoluzione in frequenza (e cioè per diminuire Δf) bisogna estendere l'intervallo di osservazione $T = K/f_s$, incrementando K o riducendo f_s.

Calcolando numericamente l'integrale che definisce il generico coefficiente G_n della serie complessa, si ricava l'espressione della TRASFORMATA DISCRETA DI FOURIER:

$$G_n = \frac{1}{K} \sum_{k=0}^{K-1} g(k\Delta T) e^{-in2\pi \frac{k}{K}} \tag{3.68}$$

E' lecito calcolare i coefficienti G_n per $0 \leq n \leq K/2$:

- Lo spettro è pari coniugato, è quindi sufficiente calcolarli per $n \geq 0$.
- I coefficienti calcolati per valori di indice superiori a K(corrispondenti a frequenze superiori a f_s) sono identici ai valori calcolati per $0 \leq n < K$. In particolare, $G_n = G_n + K = G_n + 2K = G_n + 3K = ...$

- I coefficienti con indici simmetrici rispetto a $K/2$ (corrispondente alla frequenza di Nyquist: $f_N = {}^{f_s}/_2$) sono a coppie complessi coniugati: $G_{\frac{K}{2}+m} = G^*_{\frac{K}{2}-m}$, con m intero $< K/2$.

Lo spettro discreto della trasformata discreta di Fourier presenta pertanto le seguenti proprietà:

- La riga spettrale alla frequenza più bassa (la riga di indice n=1) è alla frequenza fondamentale $\bar{f} = {}^1/_T$.
- La *risoluzione in frequenza* dello spettro è $\Delta f = 1/T$.
- La riga spettrale corrispondente a f_s è quella di indice $n = K$.
- Lo spettro si ripete identico infinite volte con periodo $f_s = 1/\Delta T$ (ovvero, lo spettro per $0 \leq n < K$ viene ripetuto identico infinite volte): le armoniche con frequenza $f < f_s$ non sono distinguibili da quelle a frequenza $f + m \cdot f_s$ con m intero.
- Lo spettro dei moduli è simmetrico rispetto alla frequenza di Nyquist: $f_N = f_s/2$ (indice $n = K/2$): le armoniche a frequenza f, per le quali $0 < f < f_N$ ($0 < n < K/2$), non sono distinguibili da quelle per le quali $f_N < f < f_s$ ($K/2 < n < K$).
- Il *numero totale di righe spettrali* significative è $n_{linee} = K/2 + 1$.

3.5.3.1 FFT

Dal punto di vista analitico le formule analizzate sono quelle che permettono di operare le trasformate discrete di Fourier di segnali campionati. Dal punto di vista numerico si può notare come i calcoli da effettuare risultino piuttosto onerosi se il numero di campioni considerati K è molto elevato. Per questo motivo molto spesso alla formulazione precedentemente vista (eq.3.68) viene usato un altro algoritmo che va sotto il nome di FAST FOURIER TRANSFORM (FFT). Quest'ultimo è un algoritmo che permette di raggiungere lo stesso risultato che si ottiene con la trasformata discreta di Fourier ma con un numero minore di moltiplicazioni complesse. Nel caso della DFT il numero di calcoli da effettuare è dell'ordine di n^2, mentre nel caso della FFT siamo nell'ordine di $nlog2^n$, con un vantaggio considerevole dal punto di vista computazionale. Nella FFT il numero di campioni K è una potenza di 2 (es: $2^{10} = 1024$).

3.5.4 Acquisizione ed integrazione del segnale

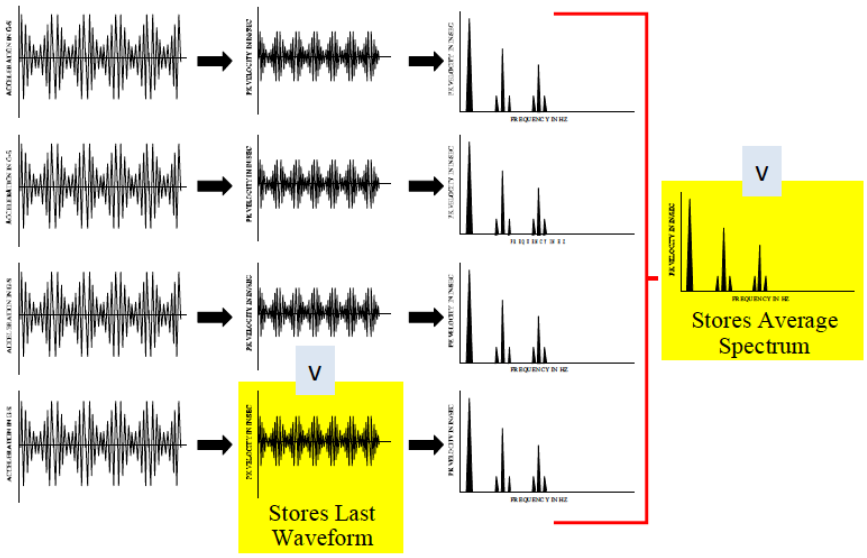
Come abbiamo precedentemente riportato è consuetudine comune ([I-Care (2005), RMS (2009), Skeirik (2008)]) acquisire il fenomeno vibratorio in segnale d'accelerazione ed esprimere lo spettro in frequenza in unità di velocità RMS e la forma d'onda in accelerazione. Si rende dunque necessario integrare il segnale acquisito, a valle di una opportuna operazione di media di più acquisizioni per evidenziare le periodicità del segnale (consigliabile nella maggior parte delle misure su macchine rotanti). Esistono nella tecnica due differenti tipologie di integrazione del segnale:

- analogica : integrazione temporale del segnale;
- digitale : integrazione spettrale in frequenza.

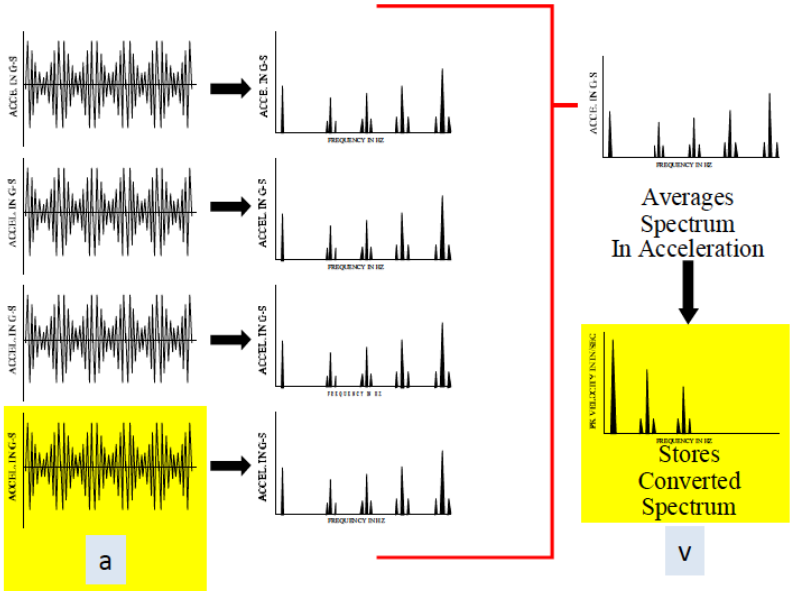
L'INTEGRAZIONE ANALOGICA riduce l'effetto di Ski Slope dovuto a tale operazione per le basse frequenze ed è impiegata per la maggior parte delle applicazioni. Tale tipologia d'integrazione presuppone però la possibilità di acquisire una forma d'onda in accelerazione ad alta risoluzione, detta STW (Special Time Waveform), da salvare a valle delle waveform utilizzate per la pesatura del segnale prima della FFT, essendo per l'appunto che la forma d'onda utilizzata per la FFT viene registrata in velocità, come visibile in fig.3.66a. Se l'analizzatore non è in grado di acquisire la STW è consigliabile adottare l'INTEGRAZIONE DIGITALE (Fig.3.66b). In figura 3.66 è possibile apprezzare le due differenti tecniche d'elaborazione.

Medie Lo scopo dell'operazione di media è quello di ridurre il rumore vibrazionale nella risposta spettrale, essendo appunto il rumore un fenomeno stocastico privo di periodicità. Tramite media del segnale acquisito è possibile dunque ridurre le componenti random presenti nel segnale focalizzando invece l'attenzione sul fenomeno vibratorio investigato. Si consiglia sempre di impiegare dalle 3 alle 5 forme d'onda da mediare per ottenere uno spettro chiaro e rilevante. Si tenga sempre in considerazione che la maggior definizione spettrale ottenibile con tale operazione si paga in termini di tempo di misura

$$T_{misura} = T_{misura\,teorico} \cdot n_{medie} = \frac{n_{linee}}{F_{max}} \cdot n_{medie} \tag{3.69}$$



(a) Integrazione Analogica del Segnale



(b) Integrazione Digitale del Segnale

Figura 3.66: Integrazione del segnale

3.6 Analisi globale

L'ANALISI GLOBALE (detta anche analisi vibrazionale di 1°livello) consiste essenzialmente nel collassare l'intera acquisizione del segnale in un valore indicativo del livello di vibrazione sulla macchina misurata e comparare tale valore con tabelle normate o con valori rilevati da storico (trending delle misure). Tale approccio si basa sulle linee guida riportate in normativa dalla ISO 2372 e dalla più recente ISO/DIS 10816. Le ISO 10816 (2372) forniscono delle linee guida per valutare l'accettabilità del *valore globale di vibrazione*, su macchine operanti in un range di frequenza dai $3\,Hz$ a $1000\,Hz$, così definito

$$A = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{N} A_i^2}{W}} \tag{3.70}$$

$$\begin{aligned} A &= Valore\,Globale\,d'Ampiezza\,di\,Vibrazione \\ A_i &= Ampiezza\,dell'i-esima\,linea\,spettrale \\ N &= ultima\,linea\,spettrale \\ W &= Fattore\,di\,Finestratura\,(1,5\,per\,finestra\,di\,Hanning) \end{aligned}$$

Tale valore di criticità globale (*vibration severity*) è direttamente correlato al livello di vibrazione della macchina e costituisce per questo un'ottimo indicatore delle forze agenti nella macchina. L'accettabilità del valore globale di vibrazione è intrinsecamente legata alla funzione della macchina e dalle forze coinvolte, nonché alla rigidità della struttura. La norma ISO 10816 viene per l'appunto sviluppata in 5 differenti parti:

1. Procedure generali per diverse classi di macchinari, basate su misure effettuate su parti non rotanti;
2. Turbine a vapore con basamento a terra con più di 50 MW;
3. Macchine industriali con potenza nominale superiore a 15 kW e velocità tra i 120 e 15000 RPM;
4. Turbine a gas;

5. Macchine idrauliche con potenza nominale al di sopra di 1 MW e velocità tra i 120 e 1800 RPM.

I criteri generali riguardano sia l'ampiezza delle vibrazioni che le variazioni di quest'ultima. Questi riguardano sia le operazioni di monitoraggio del funzionamento dei macchinari che i test che questi devono superare prima dell'acquisto da parte dei compratori. I criteri intendono assicurare un lungo tempo di vita dei macchinari minimizzando gli effetti negativi che le vibrazioni determinano sui vari componenti, sui macchinari posti nelle vicinanze e sugli operatori. La ISO 10816.1 (EX 2372) fornisce una tabella di criticità dei valori globali di vibrazione per 4 differenti classi di macchine, Fig.3.67a:

1. *Classe I* : Singoli componenti collegati integralmente al macchinario completo nelle normali condizioni operative (motori elettrici fino a 15 kW);

2. *Classe II* : Macchine di media taglia (motori elettrici da 15 a 75 kW e motori fino a 300 kW su basamenti speciali);

3. *Classe III* : Motori di grandi dimensioni montati su basamenti pesanti e rigidi;

4. *Classe IV* : Motori di grandi dimensioni montati su basamenti relativamente elastici (flessibili) o strutture di tipo leggero.

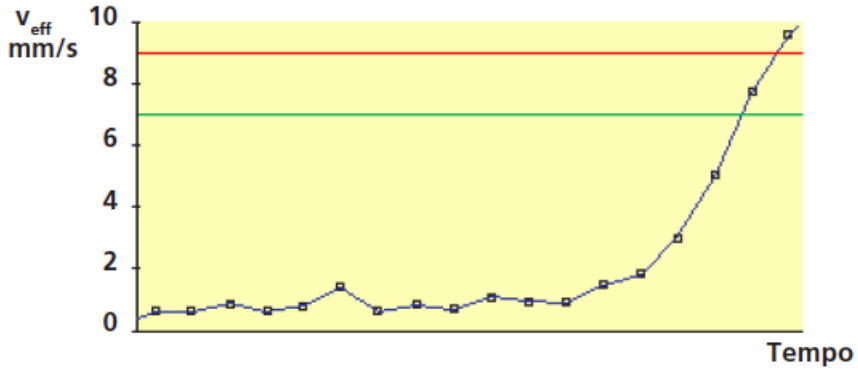
Il livello di vibrazione è suddiviso in 4 intervalli classificati con le lettere da A (buono) a D (inaccettabile) in ordine crescente di importanza. Si osservi che i limiti d'allarme vengono forniti in velocità in $mm/s\,RMS$ e valgono per macchine con velocità operative dai 600 ai 12000 RPM.

La PARTE 3 DELLA ISO 10816 è invece dedicata a Macchine Industriali e fornisce tabelle di criticità sia in unità di velocità RMS sia di spostamento RMS. In tal caso la norma distingue ciascuna categoria in sottocategorie in base alla rigidezza del supporto (Fig.3.68).

In letteratura sono comunque disponibili le più disparate tabelle di criticità dei livelli globali di vibrazione per le diverse categorie di macchine. In figura 3.69b è riportato per completezza un diagramma realizzato da Entek/IRD in uso da diversi anni nella pratica industriale, mentre in figura 3.69b un diagramma da DLI Engineering.

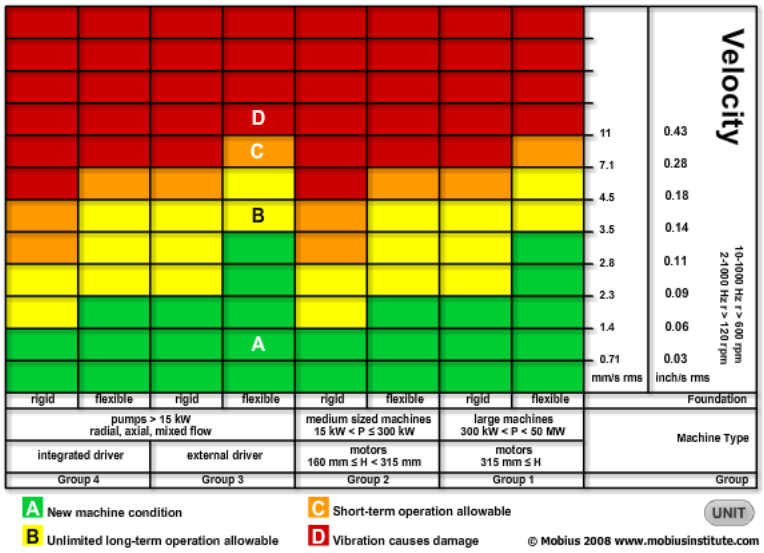
VIBRATION SEVERITY PER ISO 10816						
Machine			Class I small machines	Class II medium machines	Class III large rigid foundation	Class IV large soft foundation
	in/s	mm/s				
Vibration Velocity Vrms	0.01	0.28				
	0.02	0.45				
	0.03	0.71		good		
	0.04	1.12				
	0.07	1.80				
	0.11	2.80		satisfactory		
	0.18	4.50				
	0.28	7.10		unsatisfactory		
	0.44	11.2				
	0.70	18.0				
	0.71	28.0		unacceptable		
	1.10	45.0				

(a) ISO 10816.1 (ISO 2372) General Machine Severity Chart

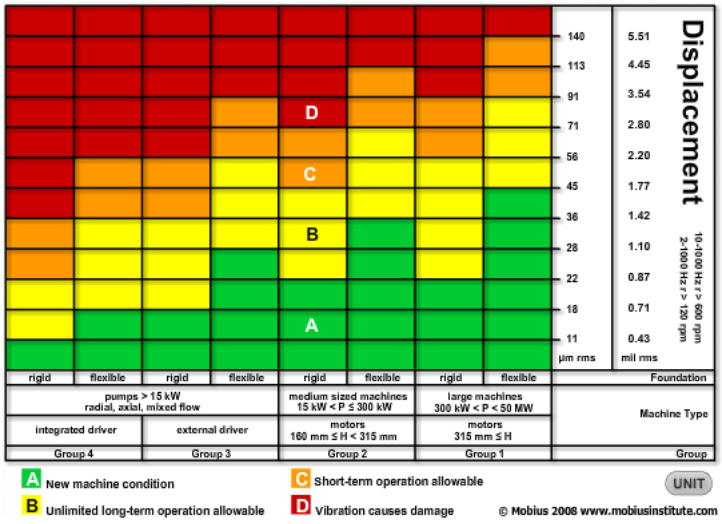


(b) Trend del valore globale nel tempo

Figura 3.67

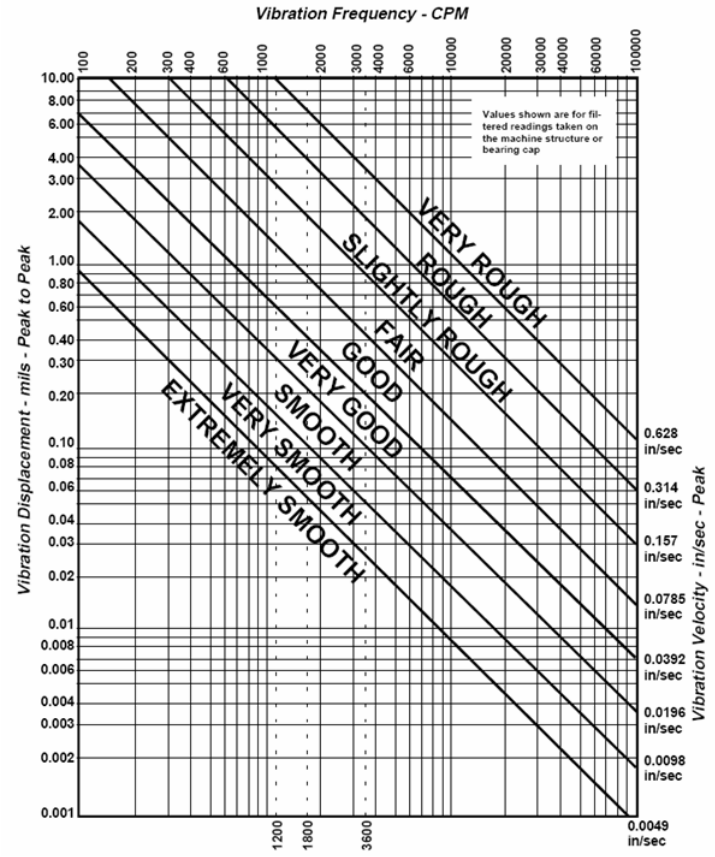


(a) Velocity RMS

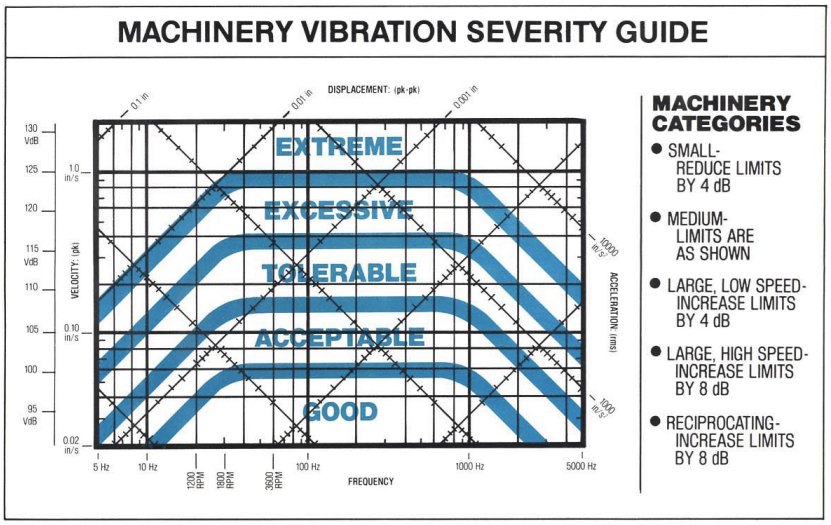


(b) Displacement RMS

Figura 3.68: ISO 10816.3 Severity Charts for Industrial Machines



(a) Severity Chart from Entek/IRD



(b) Severity Chart from DLI Engineering

Figura 3.69

3.7 Analisi spettrale

E' fondamentale in un approccio di monitoring globale monitorare il trend dei valori nel tempo, essendo questo un approccio d'analisi vibrazionale tanto facile quanto limitato. A tal proposito una forte limitazione che è oltremodo opportuno sottolineare, per un approccio di tale tipo, è sicuramente la difficoltà di rappresentare l'effettivo stato di criticità della macchina in esame nel caso in cui essa presenti un difetto, quale ad esempio un problema di cuscinetto, che distribuisca la propria energia vibrazionale in un ampio range di frequenze. L'analisi globale, è atta a monitorare in sicurezza esclusivamente difetti di sbilanciamento o di disallineamento, che concentrano la propria energia vibrazionale in singoli picchi in frequenza ben definiti, per i quali una soglia globale sull'intero range di frequenza garantisce buona affidabilità (Fig.3.70a). Come visibile in figura 3.70b si rende evidente come un'approccio globale non permetta di caratterizzare la criticità di difetti di cuscinetto, risultando questi tipicamente sovrastati in ampiezza dal picco di sbilanciamento alla frequenza di rivoluzione. Si osservi inoltre che tali difetti risultano nella maggior parte dei casi molto più gravosi per la macchina, portando spesso a cedimento di schianto senza largo preavviso.

3.7.1 Analisi in bande di frequenza

Un approccio più raffinato, naturale evoluzione dell'analisi vibrazionale globale, è costituito dall'ANALISI IN BANDE DI FREQUENZA (Fig.3.71a). Tale approccio, si fonda sul fatto che ciascuna tipologia di difetto presente in una macchina industriale concentra la propria energia in differenti regioni spettrali. Nota la velocità di rivoluzione della macchina risulta dunque possibile mappare lo spettro impostando diverse bande di frequenza identificative di particolari difettosità di macchina. Identificati tali range spettrali si potrà dunque imporre delle opportune soglie globali d'allarme per ciascuna banda, garantendo così una definizione più realistica e veritiera dello stato di salute della macchina. Anche tale approccio presuppone la disponibilità di un'ampia casistica di storico dell'asset monitorato (3.71b). La definizione di queste soglie è molto problematica e dipende da diversi parametri:

- il montaggio (fondamenta, telaio, piani...);
- la tolleranza del fabbricante;

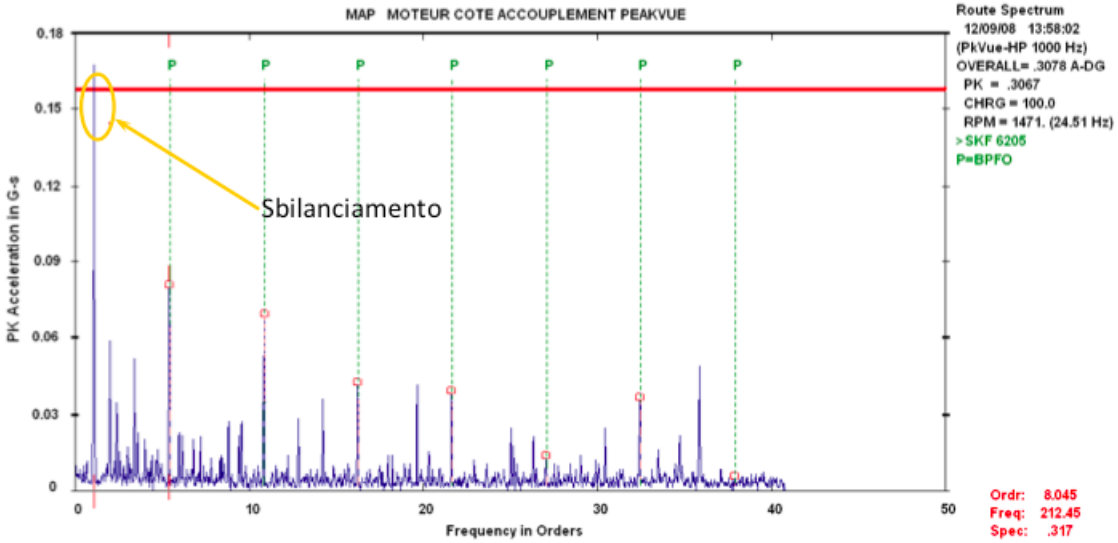
- l'età della macchina;
- le necessità dell'utilizzatore.

3.7.2 Analisi spettrale agli ordini

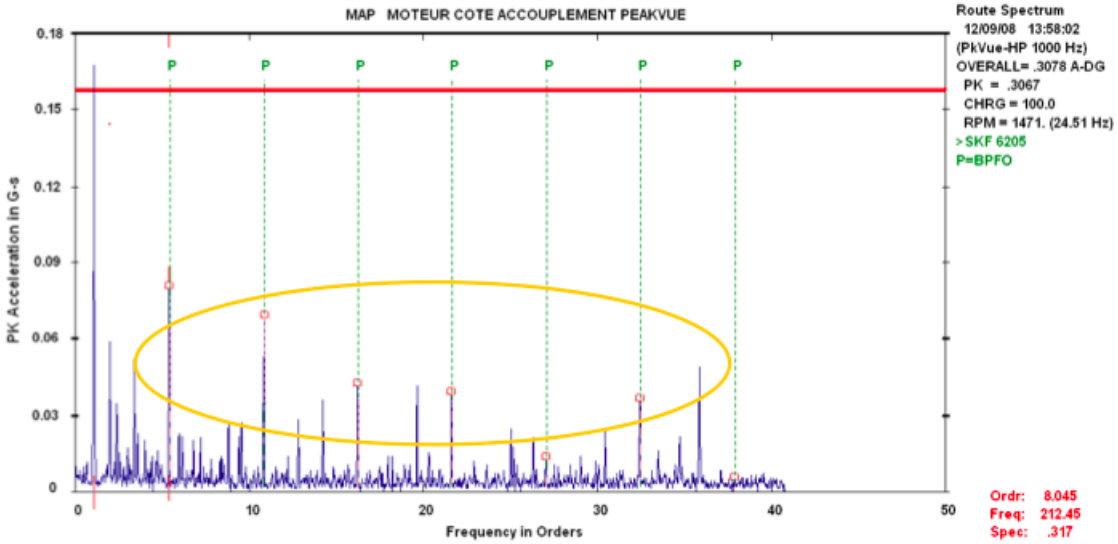
L'ANALISI VIBRAZIONALE SPETTRALE agli ordini costituisce sicuramente l'approccio più completo ed esaustivo nella valutazione dello stato di salute di una macchina rotante. E' a rigore l'unica analisi vibrazionale che interpreta e legge nel dettaglio il segnale vibrazionale proveniente dai vari punti di misura, e presuppone dunque una competenza tecnica assodata da parte dell'analista. Per l'appunto ciascun componente presente in un generico treno macchina e ciascuna tipologia di difetto trovano compimento nello spettro in picchi spettrali a frequenze ben definite, come rappresentato in fig.3.72. Tali frequenze di difetto sono, come più volte anticipato, intimamente legate alla frequenza di rivoluzione della macchina, motivo per il quale ci si riferisce sempre a grandezze adimensionali (eq.3.71) per correlare con precisione picchi ed eventuali difettosità.

$$Ordine = \frac{Frequenza}{Frequenza\,di\,rivoluzione} \tag{3.71}$$

Tale approccio, nonostante la più evidente complessità d'analisi data dalla capacità dell'analista di interpretare lo spettro in frequenza al fine di individuare frequenze caratteristiche di difetto, consente di definire con sicurezza tutti gli eventuali difetti presenti e la loro gravosità effettiva, arrivando così a individuare le tempistiche d'intervento e le azioni da intraprendere per evitare fermi macchina imprevisti. Si svilupperà in dettaglio tale approccio, dal punto di vista teorico e sperimentale, nel capitolo 4.

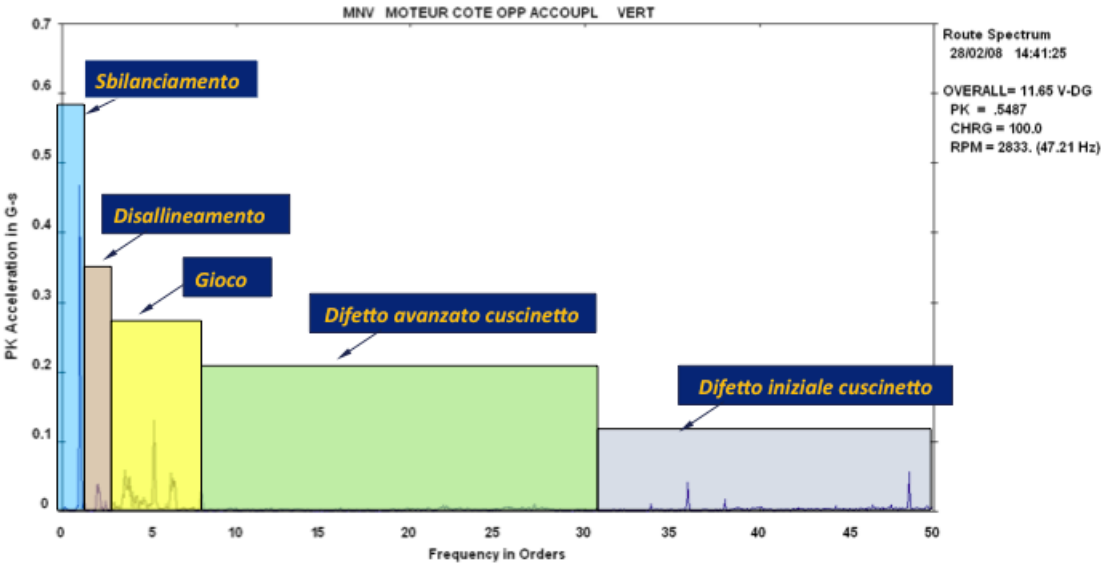


(a) Limiti dell'analisi globale

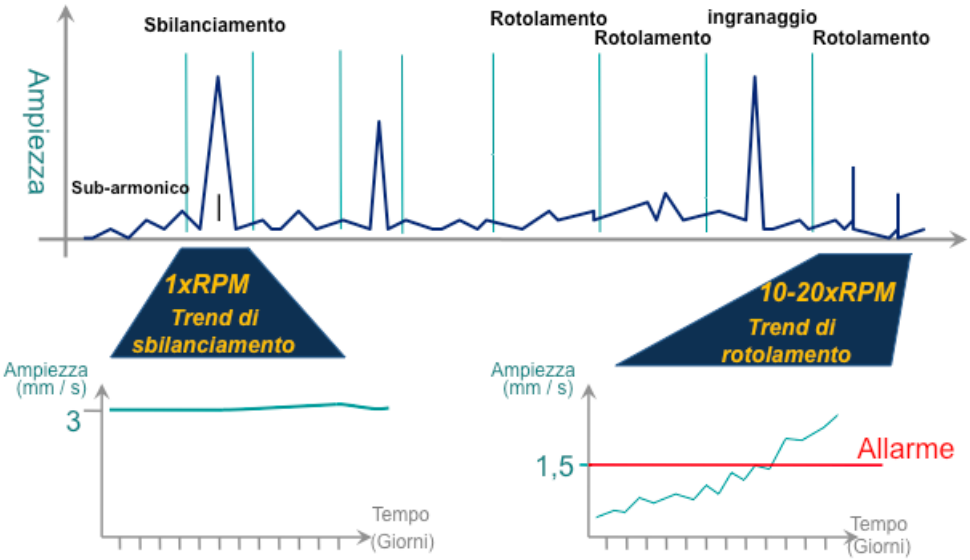


(b) Analisi Vibrazionale Spettrale

Figura 3.70



(a) Analisi in Bande di Frequenza



(b) Trend delle Bande di Frequenza

Figura 3.71

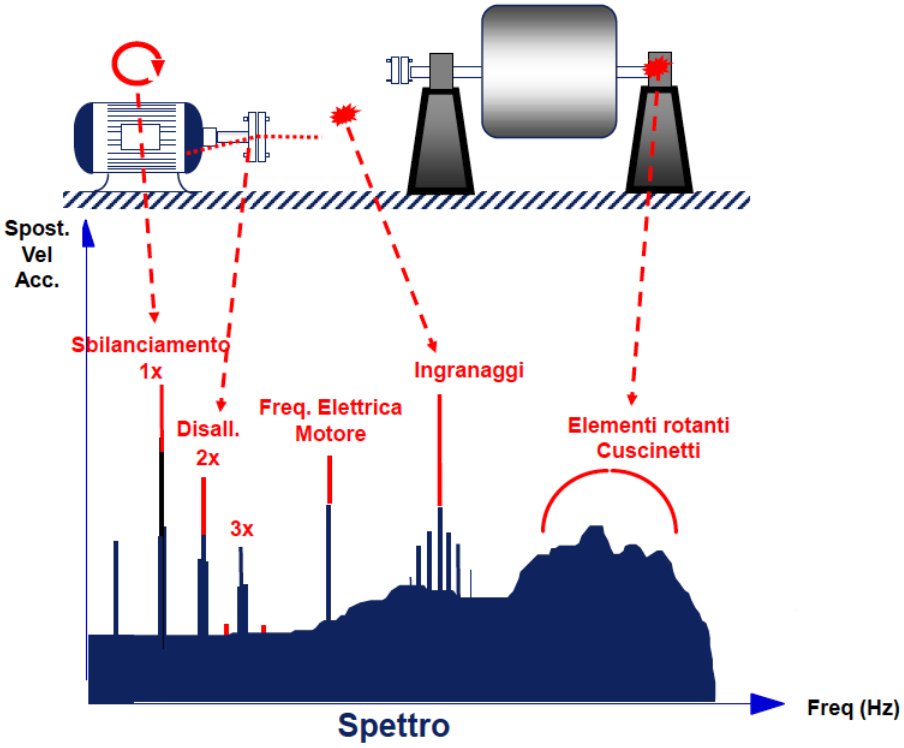


Figura 3.72: Caratterizzazione spettrale dei difetti

Capitolo 4

Analisi spettrale agli ordini

In questa sezione verranno riassunte le principali tipologie di difetti individuabili per macchine rotanti nello spettro in frequenza con un approccio agli ordini spettrali. Gli spettri riportati per ciascuna frequenza di difetto sono frutto di simulazioni al banco prova con la strumentazione HW della soluzione di monitoring G-Talk e di rilevazioni sul campo presso soluzioni impiantistiche industriali reali ottenute con analizzatore portatile CSI Emerson 2130. Ai dati sperimentali verranno affiancate rappresentazioni teoriche utili a standardizzare ed uniformare l'approccio d'analisi agli ordini. Nella parte terminale di questo capitolo sono riportate per l'appunto alcune acquisizioni di testing della soluzione G-Talk su banco prova, prima della messa in opera presso il pilot plant in Birra Peroni, verificando e confermando la validità dell'approccio vibrazionale spettrale in ordini. Nella trattazione a seguire verrà in molti casi adottata la notazione $1x, 2x, 3x, ...$, per indicare il primo, il secondo, il terzo ordine della frequenza fondamentale.

4.1 Sbilanciamento

Lo SBILANCIAMENTO (Unbalance) è una condizione che si presenta nel momento in cui il centro di massa dell'organo rotante non coincide più con il centro geometrico di rotazione. Come evidenziato al paragrafo 3.1.2 l'incremento delle vibrazioni causate da tale fenomeno è ben più che lineare all'aumentare del regime di rotazione della macchina, nello specifico incremento è proporzionale a quadrato della velocità di rivoluzione essendo la forzante di sbilanciamento pari a $F_c = m\mu\omega^2$, in ipotesi di sospensione rigida.

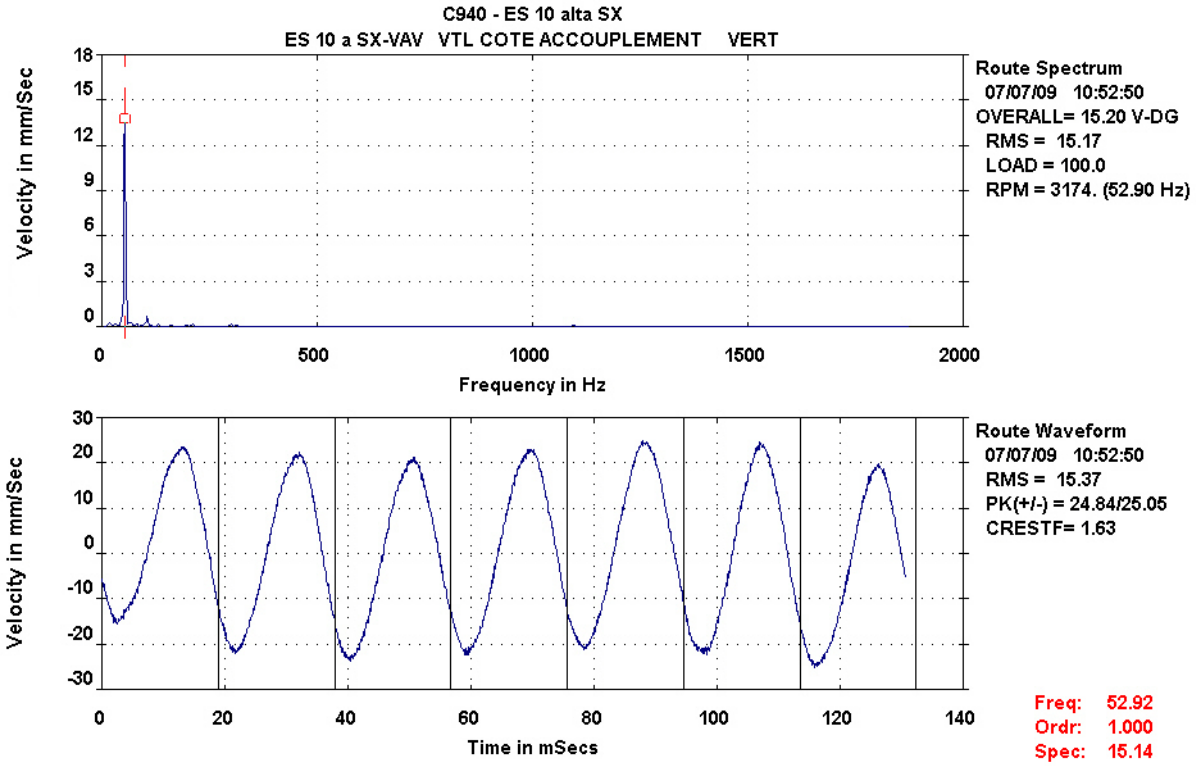


Figura 4.1: Sbilanciamento: Picco a $1\times$ in direzione radiale

Un rotore sbilanciato genererà una vibrazione alla frequenza di rotazione dell'albero, dovuta appunto alla forzante centrifuga generata a fronte dello sbilanciamento statico. Ci si aspetta di conseguenza che una macchina in condizioni di sbilanciamento generi, prevalentemente in direzione radiale, una *forma d'onda sinusoidale* ed il corrispondente *picco dominante nello spettro alla frequenza di rotazione* ($1\times$), come visibile in figura 4.1.

Tipicamente sono sempre compresenti altre componenti vibrazionali (derivanti ad esempio da disallineamento, gioco, difetti di cuscinetto, ...) che deviano più o meno sensibilmente la forma d'onda dal puro segnale sinusoidale. Un certo sbilanciamento è intrinsecamente sempre presente in ogni macchina industriale, dunque un picco al prim'ordine nello spettro è da attendersi nella maggior parte delle rilevazioni. Se tale picco è poi dominante e di ampiezza elevata allora è corretto sospettare la presenza di un difetto di sbilanciamento.

Detto quindi che ogni rotore (ventilatori, pompe, ...) avrà sempre in sé dello sbilancia-

Livello vibrazionale ad $1\times$	Diagnosi	Priorità d'intervento
$< 2.5\ {}^{mm}/_{s}rms$	Lieve sbilanciamento	Nessun intervento richiesto
$2.5 \div 5.0\ {}^{mm}/_{s}rms$	Moderato sbilanciamento	Ammissibile
$5.0 \div 15.8\ {}^{mm}/_{s}rms$	Forte sbilanciamento	Desiderabile
$> 15.8\ {}^{mm}/_{s}rms$	Gravoso sbilanciamento	Urgenza

Tabella 4.1: Linee guida per la definizione dei limiti di sbilanciamento ($\omega_r \simeq 1500 \div 2000\, RPM$)

mento residuo, non essendo fisicamente possibile il perfetto bilanciamento, diviene fondamentale saper diagnosticare quando un dato livello d'ampiezza al primo ordine rappresenti un problema per la macchina. Peraltro tale limite di accettabilità del livello di vibrazione al prim'ordine sarà strettamente legato alla dimensione ad alla velocità di rivoluzione della macchina. In tabella 4.1 si vuole fornire delle linea guida di massima alla stima della gravosità di un fenomeno di sbilanciamento per macchine rotanti a $\omega_r \simeq 1500 \div 2000\, RPM$. Tali valori dovranno poi essere obiettivamente tarati ed adattati all'applicazione specifica del caso. In via del tutto generale: per macchine di piccole dimensioni e di velocità inferiori ridurre tali livelli di $4\, dB$ ($\times 0.63$); per macchine di maggiori dimensioni a bassa velocità aumentare il limite di $4\, dB$ ($\times 1.6$); per macchine di grossa taglia ed elevata velocità e per macchine reciprocanti, aumentare il limite di $8\, dB$ ($\times 2.5$).

Le forze di sbilanciamento si scaricano direttamente sui supporti e variano continuamente nell'intero periodo di rivoluzione, inducendo tutta una serie di difettosità secondarie:

- inducono elevati stress meccanici sui cuscinetti e sui supporti;
- possono andare ad eccitare frequenze di risonanza della struttura;
- evidenziano ed amplificano problemi di labilità meccanica.

Tali effetti secondari di guasto possono essere fortemente ridotti o eliminati attraverso l'applicazione di politiche di manutenzione proattiva quali il bilanciamento di precisione. Tale investimento trova maggior giustificazione in particolar modo in macchine ad alta velocità, dove le forzanti generate per effetto di sbilanciamento inerziale sono molto significative. In figura 4.2 viene rappresentato il trend nel tempo dello spettro di una pompa centrifuga prima e dopo il bilanciamento di precisione in sito tramite CSI2130.

Il livello di vibrazione registrato dipenderà chiaramente oltre che dall'ammontare dello sbilanciamento, anche dalla rigidezza del supporto lungo la direzione di misura acquisita.

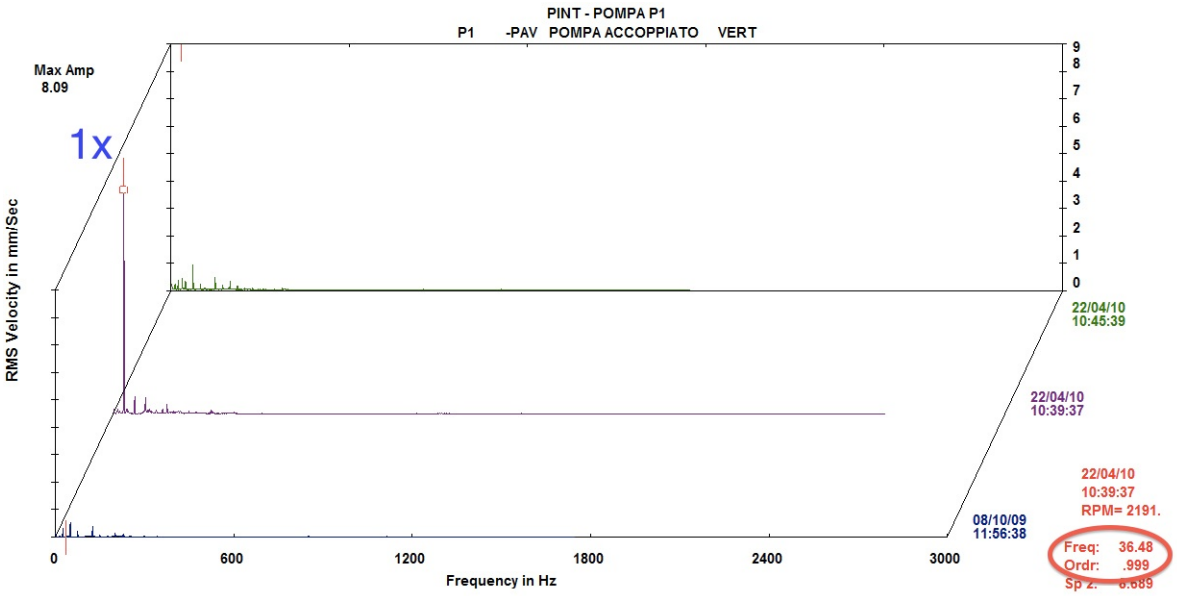


Figura 4.2: Bilanciamento in sito di una pompa

Si osservi inoltre che è spesso utile comparare i livelli ad $1x$ presenti lungo la direzione orizzontale e quella verticale: tanto più questi risulteranno vicini, tanto più la causa di sbilanciamento potrà trovare conferma. Ciò nonostante lo sbilanciamento può genericamente risultare più evidente lungo la direzione radiale orizzontale, rispetto a quella verticale, per effetto di una maggiore labilità della struttura lungo tale direzione.

Possono poi presentarsi sempre anche delle vibrazioni assiali ad $1x$, comunque tipicamente moderate rispetto a quelle radiali. Nel solo caso di macchine con rotore dell'utilizzatore a sbalzo, configurazione di non rara applicazione in industria, ci si deve attendere un picco alla frequenza fondamentale in assiale di ampiezza paragonabile alla direzione radiale, per effetto della deflessione dell'albero dovuta all'effetto centrifugo indotto dallo sbilanciamento.

4.1.0.1 Verifica dello sbilanciamento

Per confermare l'ipotesi di motore o utilizzatore affetto da sbilanciamento si può in taluni casi porre in rotazione il motore disaccoppiato: se il livello al primo ordine continuerà a presentarsi con valori elevati il problema è da attribuirsi all'organo movente, contrariamente all'utilizzatore. Si noti poi che, nel caso in cui vi sia la possibilità di variare la velocità

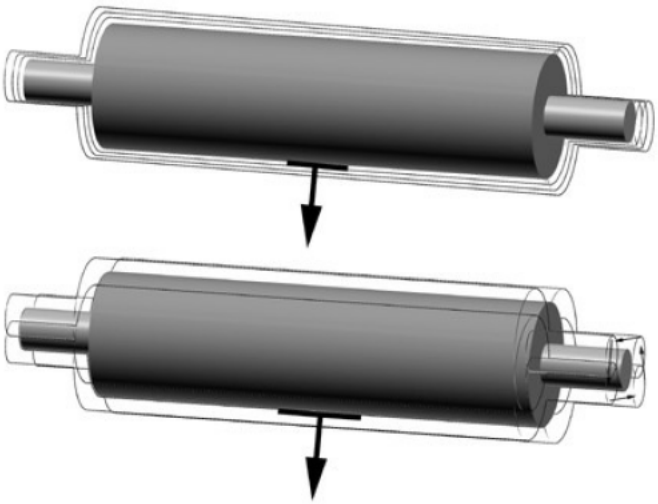


Figura 4.3: Sbilanciamento Statico

di rotazione della macchina, un eventuale effetto di sbilanciamento aumenterà in ampiezza in proporzione quadratica alla velocità.

4.1.1 Sbilanciamento statico

Lo sbilanciamento statico è il più semplice tipo di sbilanciamento ed equivale formalmente alla presenza di una massa concentrata puntiforme nel rotore che causa lo spostamento del centro di massa dall'asse di rotazione (Fig.4.3). Tale sbilanciamento sarà facilmente visibile anche in condizioni stazionarie: ponendo il rotore su due supporti privi di attrito che ne consentano la rotazione libera, esso si disporrà in condizione di equilibrio allineando la forza di sbilanciamento secondo la direzione del campo gravitazionale, verso il basso. Si osservi comunque che nella pratica tale verifica spesso risulta difficilmente applicabile. In condizioni dinamiche lo sbilanciamento statico risulterà in una forzante isofrequenziale alla velocità di rotazione agente su entrambi i supporti lungo la stessa direzione. I due segnali vibratori rilevabili ai supporti saranno dunque *in fase* tra loro.

4.1.2 Sbilanciamento dinamico

La coppia di sbilanciamento (o sbilanciamento dinamico) è una condizione descrivibile mediante due masse equivalenti poste agli estremi del rotore, ma sfasate rispettivamente di

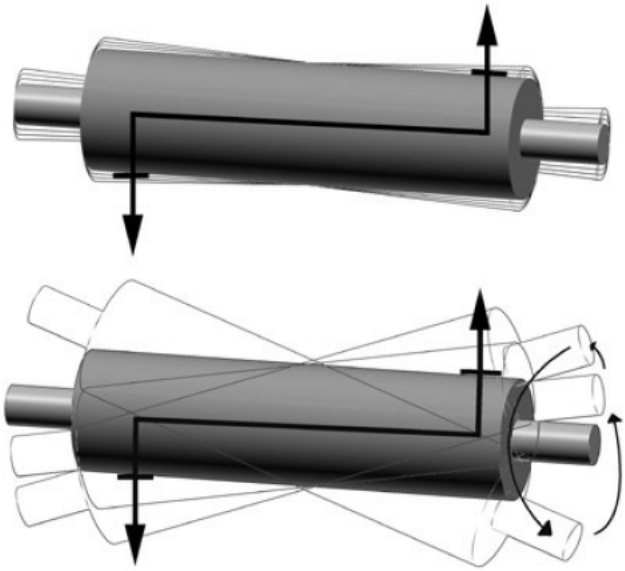


Figura 4.4: Sbilanciamento Dinamico

180° lungo la circonferenza (Fig.4.4). Un rotore affetto da una coppia di sbilanciamento può essere staticamente bilanciato, ma una volta in rotazione produrrà una forza centrifuga che si scaricherà sui cuscinetti in opposizione di fase. Nello spettro tale sbilanciamento si evidenzierà al pari di uno sbilanciamento statico con un picco al prim'ordine, solamente una misura di fase relativa tra i due lati del rotore permetterà di discriminare tali effetti. Solitamente ci si accontenta di equilibrare staticamente il rotore, calettando una opportuna massa di bilanciamento in maniera tale da bilanciare staticamente il sistema, quando si ha a che fare con rotori molto corti rispetto al diametro del rotore. Per alberi lunghi è richiesto in ogni caso il bilanciamento dinamico. Lo sbilanciamento dinamico non può essere corretto attraverso il bilanciamento in un piano e necessita dunque di un bilanciamento dinamico biplanare. In figura 4.5 è riportato un albero in condizioni di sbilanciamento dinamico, con diverse masse sbilancianti. In figura è rappresentata solo una di queste. Attraverso il bilanciamento su due piani è possibile equilibrare dinamicamente il rotore vincolando due masse m_1, m_2 al rotore rotanti su due piani qualsiasi.

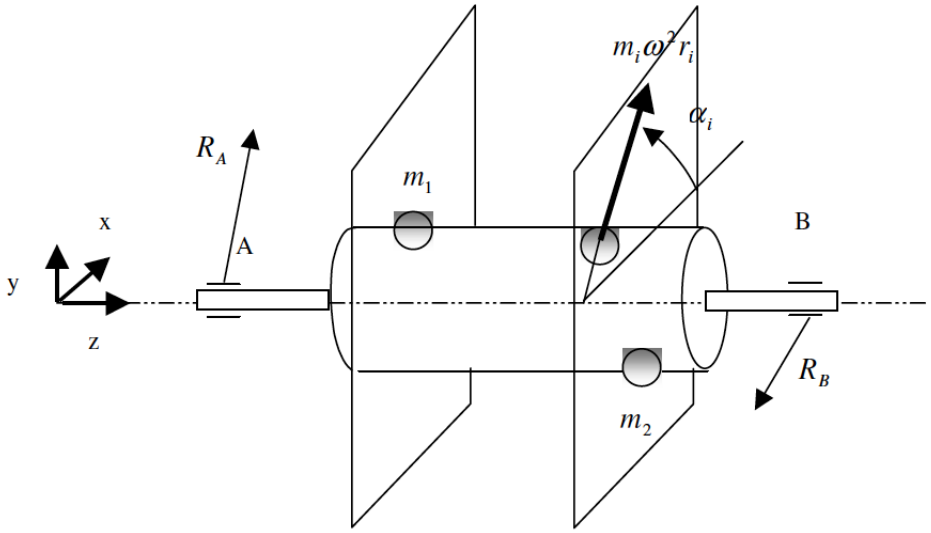


Figura 4.5: Bilanciamento dinamico (biplanare)

4.1.3 Cause di Sbilanciamento

Sono innumerevoli le cause che inducono effetti di sbilanciamento nelle macchine industriali. Chiaramente si osservi che, nel caso in cui la macchina non sia originariamente ben bilanciata durante la messa in opera, questa si troverà ad operare in condizioni sfavorevoli conducendo ad una prematura usura e danneggiamento di supporti ed elementi d'accoppiamento, con conseguente forte riduzione dell'intervallo utile di funzionamento prima del fermo manutentivo pianificato. Tra le cause più frequenti di sbilanciamento possiamo elencare:

- componenti danneggiate;
- difetti costruttivi;
- accumulo di polveri o sporcamento sul rotore;
- mancanza d'omogeneità nel materiale, specialmente se derivante da fusione (porosità, inclusioni,...);
- eccentricità del rotore;
- presenza di cricche nel rotore;

- distribuzione non omogenea degli avvolgimenti elettrici sul rotore movente;
- surriscaldamento, effetti termici.

4.2 Disallineamento

Il DISALLINEAMENTO (Misalignment) è definito come la mancanza di collinearità tra i due alberi di un treno macchina operante in condizioni di normale funzionamento.

Il disallineamento è una delle principali cause di guasto di molte difettosità che nelle installazioni industriali conducono a fermi impianto non pianificati e a manutenzioni correttive o sostituzioni: cedimento cuscinetti, danneggiamento tenute, alberi ed accoppiamenti. Nel 50% dei guasti riscontrati in industria, infatti, è stata appurata la presenza di disallineamento come causa scatenante o come effetto compresente [RMS (2009)]. L'allineamento di precisione incrementa significativamente la vita utile della macchina, in particolar modo, si consideri che il disallineamento comporta un significativo incremento del carico sottoforma di stress meccanici e forzanti agenti sui cuscinetti. Un incremento del 20% del carico provoca il dimezzamento della vita utile dei cuscinetti, un raddoppio dello stesso riduce la stessa a circa $1/8$ rispetto a quella di progetto.

La vita utile dei cuscinetti è spesso descritta a mezzo del parametro ISO L_{10} [SKF (1981)]:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^{p} \tag{4.1}$$

, dove

$$L_{10} \; : \; Vita\, teorica\, in\, 10^6\, cicli\, raggiunta\, dal\, 90\%\, dei\, cuscinetti$$
$$C \; : \; Coeff.\, di\, carico\, dinamico,\; N\; (costante\, del\, cuscinetto,\; secondo\, ISO\, 281/I-1977)$$
$$P \; : \; Carico\, dinamico\, equivalente\, sul\, cuscinetto,\; N$$
$$p = \begin{cases} 3\; per\, cuscinetti\, a\, sfere \\ 10/3\; per\, cuscinetti\, a\, rulli \end{cases}$$

da cui si evince che, a fronte di un raddoppio del carico dinamico P, che possiamo considerare direttamente associabile al fenomeno vibratorio presente, otteniamo una diminuzione della durata ad $1/8 L_{10}$.

Il disallineamento causa inoltre l'usura prematura delle tenute, componenti molto costose che spesso costituiscono fino ad un terzo del costo totale di una pompa. Le tenute meccaniche non tollerano effetti di disallineamento che inducono rapidamente usura abrasiva, gradienti termici ed ingresso di contaminanti con conseguente riduzione della vita

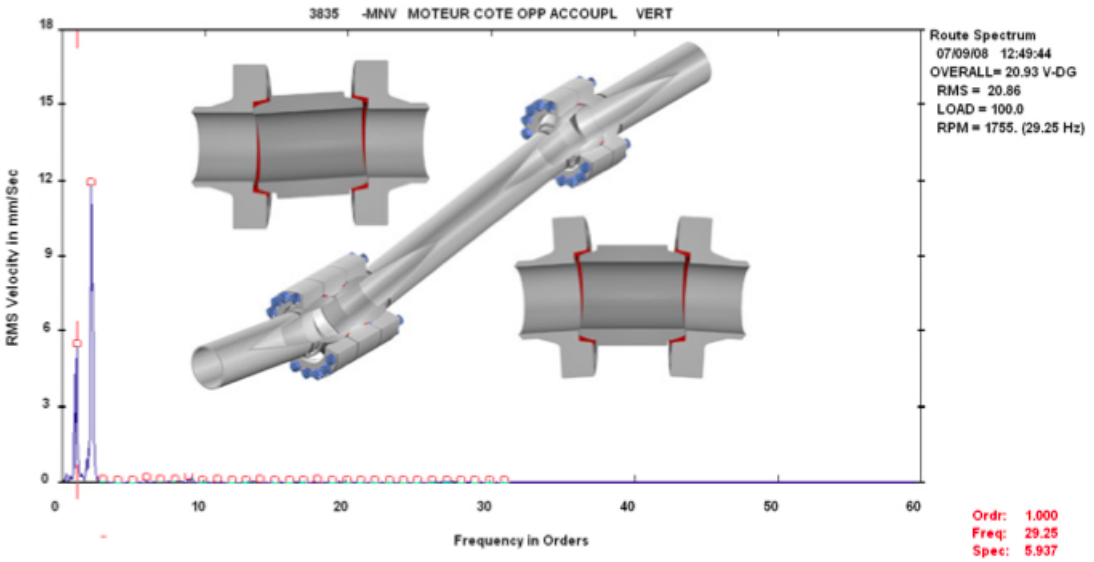


Figura 4.6: Disallineamento

utile delle tenute al $30 \div 50\%$ della vita di progetto. Di conseguenza se la linea d'albero è correttamente allineata, si hanno minori stress meccanici sulle componenti sensibili di macchina unitamente ad un minor dispendio di potenza.

Possiamo classificare gli effetti di disallineamento essenzialmente attraverso due tipologie principali (Fig.4.7) :

1. DISALLINEAMENTO PARALLELO : quando gli assi dei due alberi sono tra loro paralleli ma non coincidenti;

2. DISALLINEAMENTO ANGOLARE : quando gli assi dei due alberi sono tra loro incidenti, però con mancato parallelismo.

La compresenza dei due si classifica con il generico termine di DISALLINEAMENTO COMBINATO (o Misto). Nella pratica ci si troverà sempre di fronte a tale condizione mista, vedremo comunque qui a seguire come riconoscere gli effetti di un puro disallineamento parallelo ed un puro disallineamento angolare tramite l'analisi spettrale.

Una quarta tipologia di disallineamento che comunque può presentarsi è il *Disallineamento Assiale*, caratterizzato dagli assi collineari e dalla presenza di eccessivo gioco assiale nell'accoppiamento.

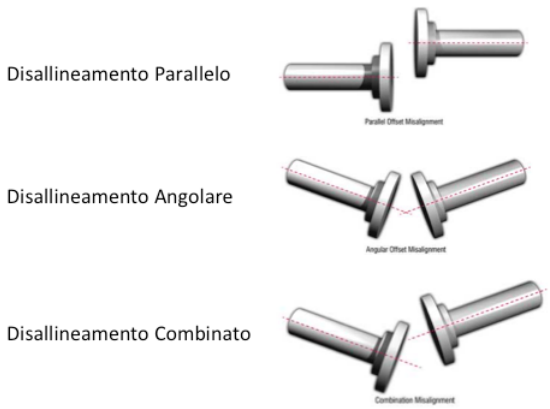


Figura 4.7: Tipologie di Disallineamento

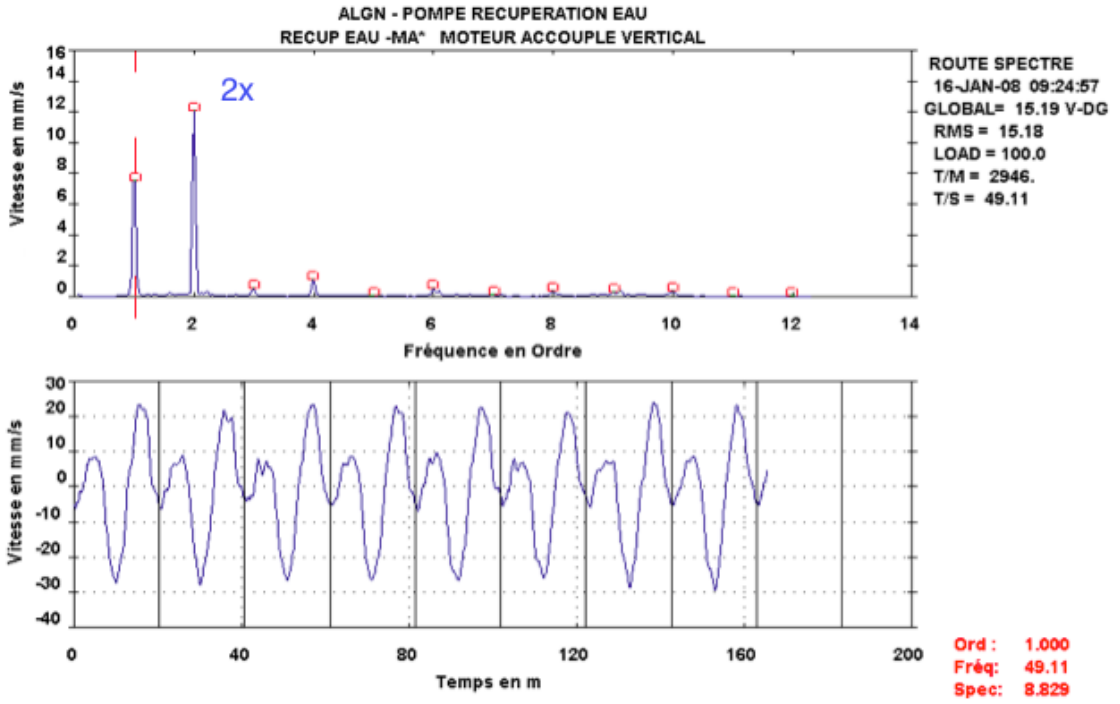
4.2.1 Disallineamento parallelo

Il disallineamento parallelo produce contemporaneamente uno sforzo di taglio e momento flettente sugli estremi accoppiati di ciascun albero. Si produrranno picchi di elevata intensità sia a $2x$ che ad $1x$ in DIREZIONE RADIALE (verticale ed orizzontale) sui supporti di ciascuna delle due macchine accoppiate. L'armonica che in particolare caratterizza tale difettosità è individuabile essenzialmente nel picco al second'ordine, che in molti casi avrà ampiezza maggiore della fondamentale ad *1x*.

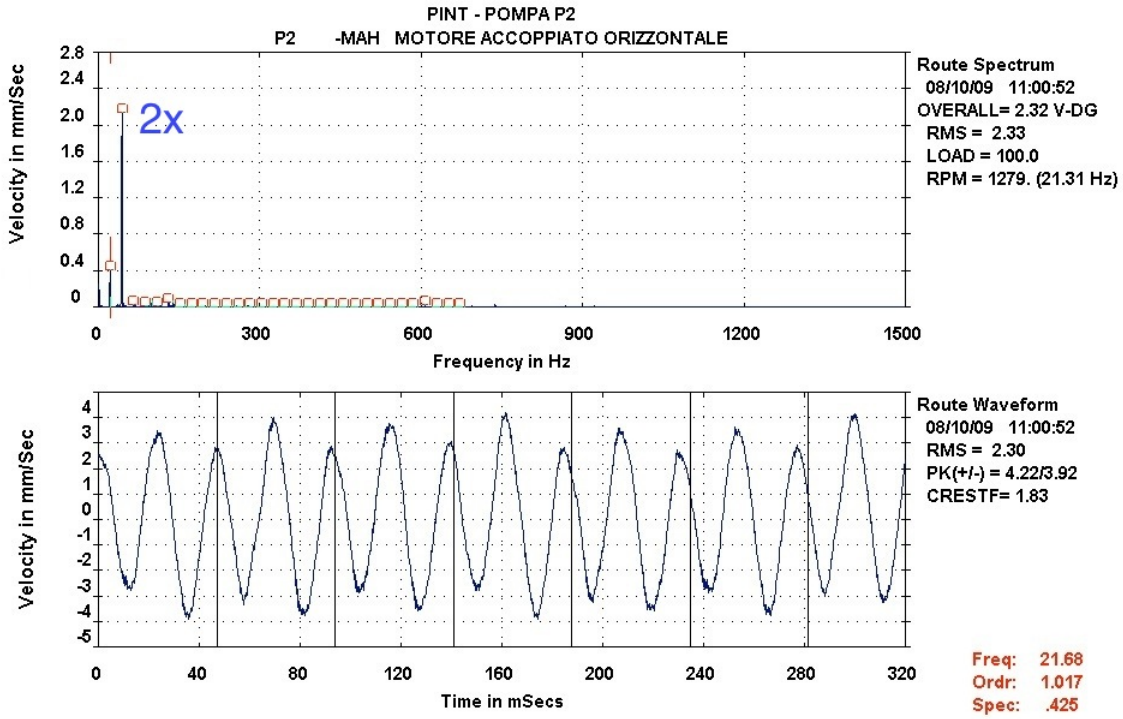
Dalle acquisizioni riportate in figura 4.8 possiamo apprezzare due diverse casistiche reali di disallineamento parallelo, accomunate dalla presenza di una SIGNIFICATIVA ARMONICA DI SECONDO ORDINE. Inoltre si osservi che molto utile nell'identificazione di un difetto di disallineamento parallelo è l'analisi della forma d'onda associata. In figura 4.8a nella waveform si evidenzia infatti un andamento ad *"M&W"* intrinsecamente legato a tale tipologia di difetto. Si osservi che tale condizione di forma d'onda ad "M&W" è sufficiente ma non necessaria per decretare la presenza del disallineamento parallelo in una linea d'albero. In taluni altri casi ci si potrà infatti imbattere in una semplice waveform sinusoidale, come nel caso di figura 4.8b, dotata di periodicità doppia rispetto al periodo di rivoluzione.

4.2.2 Disallineamento angolare

Il disallineamento angolare invece causa un momento flettente su entrambi gli alberi, comportando l'insorgere di un'intenso fenomeno vibrazionale ad $1x$ e qualche vibrazione an-



(a)



(b)

Figura 4.8: Disallineamento Parallelo

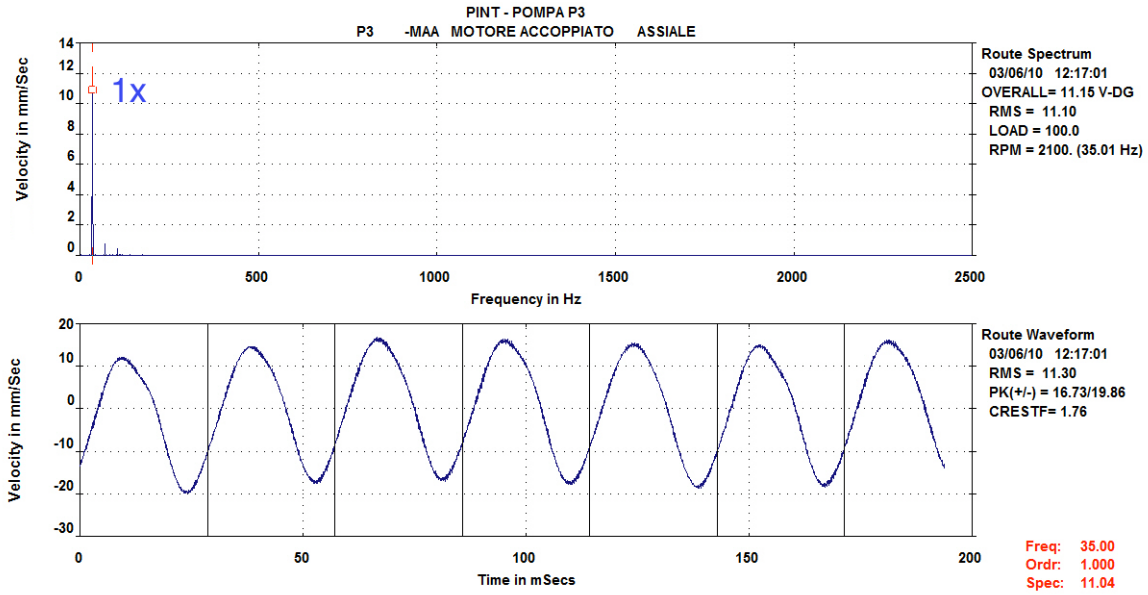


Figura 4.9: Disallineamento angolare

che al secondo ordine in DIREZIONE ASSIALE su entrambi i cuscinetti. Si presenterà in molti casi poi una sensibile vibrazione al primo ed al second'ordine anche in direzione radiale sui due lati dell'accoppiamento, però in tal caso in fase relativa tra loro. Infatti per il disallineamento angolare la fase relativa tra le vibrazioni ai due lati dell'accoppiamento risulterà rispettivamente in fase lungo la direzione radiale e in opposizione di fase lungo la direzione assiale.

In figura 4.9 possiamo apprezzare un tipico spettro associabile ad un effetto di disallineamento angolare, con significativo picco alla frequenza fondamentale in direzione assiale, e la contemporanea presenza (comunque accessoria) di armoniche al secondo e terzo ordine. La direzione di accadimento di tale fenomeno armonico permette per l'appunto di discriminare in molti casi tale difetto da un effetto di sbilanciamento.

4.2.3 Accorgimenti

Nella maggior parte dei casi il disallineamento sarà, come anticipato, il risultato di una combinazione di disallineamento angolare e parallelo. La diagnostica, in via del tutto generale, deve basarsi nella determinazione di vibrazioni dominanti al doppio della frequenza di rivoluzione (a $2x$) con un certo incremento del livello ad $1x$ sia in direzione assiale che in

direzione radiale. In problemi in accoppiamenti accoppiamenti flessibili verranno aggiunte anche diverse armoniche delle fondamentali ad $1x$ e $2x$.

Severe misalignment In aggiunta ai picchi ad $1x$ e $2x$, un intenso picco a $3x$ è comunque associabile ad un effetto di disallineamento. Anche armoniche intere di ordine superiore, di ampiezza contenuta (per fissare un valore di rifermento di ampiezza $< 1\,{}^{mm}/_{s}\,rms$ per macchine operanti a 1500 RPM), possono presentarsi nel caso di stati avanzati di disallineamento. Vedremo nell'immediato come discriminare un effetto di gioco meccanico da un effetto di severe misalignment.

Disallineamento o sbilanciamento? Un metodo per discriminare un effetto di disallineamento da un effetto di sbilanciamento consiste nell'incrementare la velocità di rivoluzione della macchina. Il livello vibrazionale legato allo sbilanciamento incrementerà sensibilmente con proporzione quadratica all'aumentare della velocità di rotazione, mentre al contrario le vibrazioni associate al disallineamento resteranno pressoché immutate. Chiaramente tale test non può essere universalmente applicabile in tutte le macchine industriali. Un altro test che può aiutare nell'identificazione del difetto può essere quello di mettere in rotazione il motore disaccoppiato. Se persiste il picco ad $1x$ allora si tratterà inequivocabilmente di sbilanciamento del motore. In caso contrario, la scomparsa del picco ad $1x$ potrà essere correlata ad un problema di sbilanciamento sulla macchina condotta o ad un problema di disallineamento. Si tenga poi sempre presente che macchine con rotore a sbalzo genereranno forti vibrazioni ad $1x$ in direzione assiale, e la deflessione dell'albero potrà facilmente essere confusa con un disallineamento angolare.

Falsi picchi a 2x Nel caso in cui si osservi un picco a $2x$ di ampiezza elevata su motori a 2 poli, appurarsi prima che tale ordine non corrisponda al secondo ordine della frequenza di linea ($120\,Hz$ o $100\,Hz$). In tal caso si dovrà indagare ulteriormente al fine di individuare la natura di tale fenomeno armonico, aumentando la risoluzione spettrale in tale range di frequenza. Con una acquisizione in bassa frequenza attorno al picco del second'ordine ad elevata risoluzione spettrale si riuscirà a discriminare il picco a $2x$dal picco a $100\,Hz$.

Influenza della temperatura Per effetto delle dilatazioni e delle contrazioni termiche, il miglior allineamento si perseguirà unicamente alla temperatura operativa di macchina.

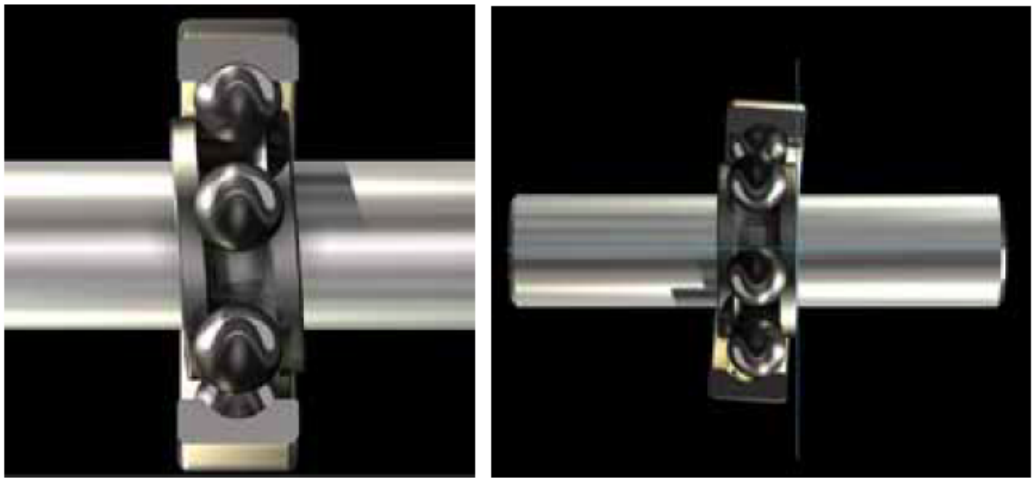


Figura 4.10: Cocked Bearing

In maniera analoga è un'imperativo effettuare l'analisi vibrazionale per la diagnostica del disallineamento con la macchina a regime alla nomale temperatura operativa.

4.2.4 Cocked bearing

Il difetto di COCKED BEARING è una particolare forma di disallineamento che deriva da una cattiva installazione del cuscinetto e che genera considerevoli vibrazioni assiali. Esistono due possibili configurazioni di cuscinetto disallineato (Fig.4.10): cocked bearing di pista interna, per cattivo calettamento sull'albero, o di pista esterna, per fissaggio non lineare sulla sede. Tipicamente tali errori d'installazione derivano da cattive pratiche di calettamento termico o nel caso in cui l'installazione venga malamente forzata a mazzate. Tale difetto si evidenzierà in una forte vibrazione ad $1x$ in assiale, potenzialmente confondibile con effetti di disallineamento angolare o sbilanciamento in macchine con rotore a sbalzo. La contemporanea presenza di elevate armoniche di secondo e terzo ordine in assiale conferma il difetto di cocked bearing. In tal caso si deve espressamente richiedere la reinstallazione del supporto volvente. L'impiego di una lettura di fase relativa (ad esempio rispetto ad un reference tachimetrico) può aiutare nella diagnosi di tale difetto. Se ad esempio ci si trova di fronte ad un caso di inner race cocked bearing, per effetto di cattivo calettamento sull'albero, il fenomeno sarà caratterizzato da un moto oscillante con ogni

rivoluzione (“wobble motion”) ed in ciascuna posizione d’acquisizione lungo la circonferenza si otterrà una lettura di fase che varierà di conseguenza: se ad esempio la lettura di fase relativa in posizione ore 12 è 0°, la lettura risulterà approssimativamente pari a 90° ad ore 3, 180° ad ore 6 e 270° a ore 9.

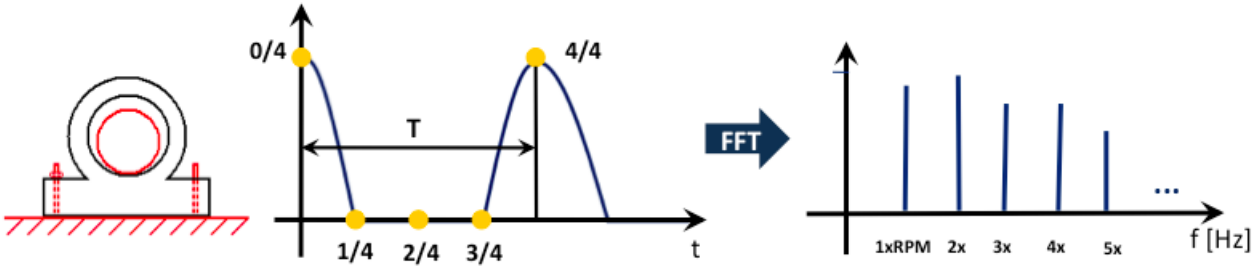


Figura 4.11: Gioco Meccanico

4.3 Gioco meccanico

La presenza di giochi meccanici (Looseness) genera diversi picchi multipli interi dell'armonica principale alla frequenza di rotazione. Nella presente trattazione classificheremo gli effetti di labilità meccanica essenzialmente in due macrocategorie:

- GIOCO ROTANTE : causato da una tolleranza eccessiva tra elementi rotanti ed elementi stazionari della macchina, quale ad esempio quella tra albero e cuscinetto o tra cuscinetto e sede;
- LABILITÀ STRUTTURALE : nel caso di cedevolezza dei supporti macchina o delle fondazioni della stessa.

4.3.1 Gioco rotante

Il Gioco Rotante (Rotating Looseness) può presentarsi a causa di fenomeni d'usura nei cuscinetti. La diagnostica e la correzione di un difetto di tale natura probabilmente eviterà il conseguente accadimento di altri fenomeni di danneggiamento del cuscinetto. La presenza di gioco eccessivo in bronzine o in cuscinetti volventi produce armoniche del prim'ordine con ampiezze sensibilmente elevate, che si possono estendere in taluni casi nelle armoniche multiple intere della velocità di rotazione fino a $10x$. Al progredire delle condizioni di gioco il numero e l'ampiezza di tali armoniche aumenta. Alcuni picchi potranno risultare inoltre più elevati di altri nel caso in cui questi coincidano con risonanze strutturali di macchina o con altre fonti di vibrazioni. In aggiunta alla caratteristica di evidenziare molti picchi multipli interi della fondamentale e di elevata ampiezza, un fattore che talvolta permette di discriminare un difetto di gioco da quello di severe misalignment è costituito dalla

presenza di un sensibile incremento del rumore spettrale di fondo. La fase relativa in caso di gioco rotante non permette di trarre indicazione alcuna essendo per l'appunto erratica ed instabile. Fenomeni di gioco meccanico rotante allo stadio avanzato possono causare l'insorgere di armoniche multiple intere della subarmonica $0,5x$, per effetto di impatti e fenomeni di strisciamento. In taluni casi, non così frequenti, potrebbero presentarsi anche subarmoniche ad $^1/_3x$.

Come rappresentato in figura 4.11, per la presenza di gioco tra l'organo rotante e la sua sede, si otterrà una forma d'onda temporale caratterizzata da un *treno di impulsi di durata finita* Δt che si ripetono a intervalli di tempo regolari pari al periodo di rivoluzione T. Tale andamento è giustificabile richiamando la fisica del fenomeno. Per la presenza di tale gioco l'organo rotante si troverà ad "arrampicarsi" sulla propria sede durante la rotazione fino a giungere al punto di mancato contatto e ricaduta impulsiva verso la posizione iniziale. Tale fenomeno si ripeterà con una certa regolarità ad ogni periodo di rotazione. Tale treno d'impulsi di durata finita cui i supporti sono sottoposti, una volta passati nel dominio in frequenza tramite FFT si presenteranno per l'appunto come picchi multipli interi della velocità di rivoluzione (Fig.4.13) con andamento a lobi decrescente. Dal punto di vista prettamente teorico un segnale impulsivo unitario nel tempo causerebbe un'eccitazione uniforme nell'intero campo di frequenze, proprio la presenza di impulsi di durata finita comporta tale andamento a lobi delle armoniche.

In figura 4.12 è riportato un caso di gioco meccanico in una pompa industriale. Si noti la presenza di impatti di natura impulsiva nella forma d'onda temporale ad ogni periodo di rivoluzione, con conseguente presenza di numerose armoniche multiple intere della frequenza fondamentale di rivoluzione nello spettro in frequenza associato.

4.3.1.1 Sleeve bearings

Nel caso di cuscinetti volventi dotati di eccessiva tolleranza è stata evidenziata nella pratica industriale una forma spettrale identica a quella qui riportata per un generico gioco rotante. In aggiunta nelle bronzine, un tipico difetto cui sono soggette è quello di instabilità del film di lubrificante (Oil whirl) che comporta un fenomeno armonico a $0,4x \div 0,48x$ agente sulla linea d'albero.

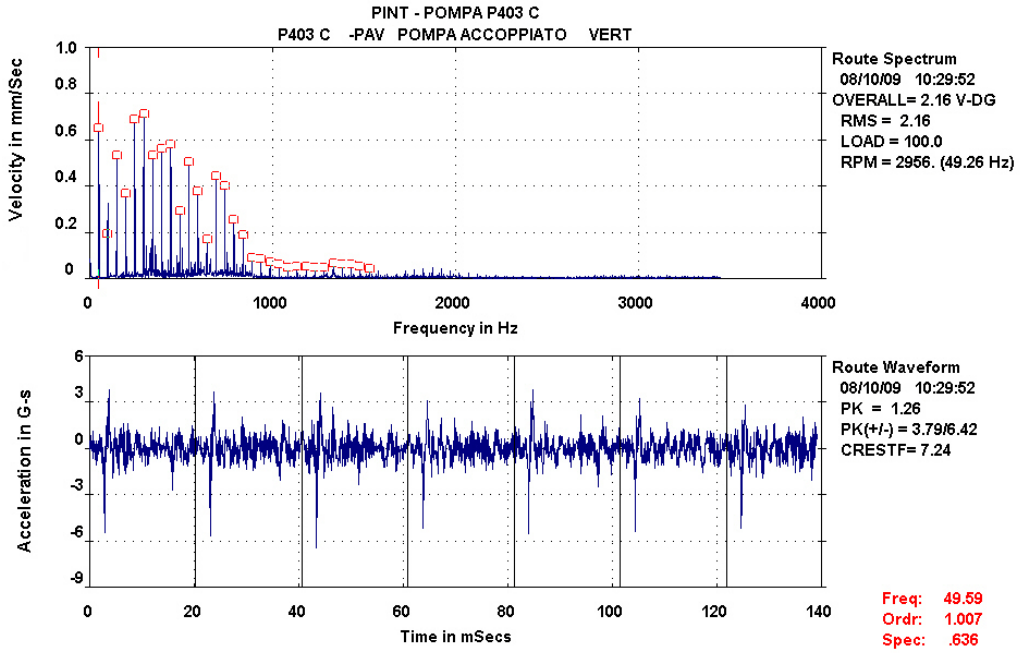


Figura 4.12: Gioco meccanico in una pompa

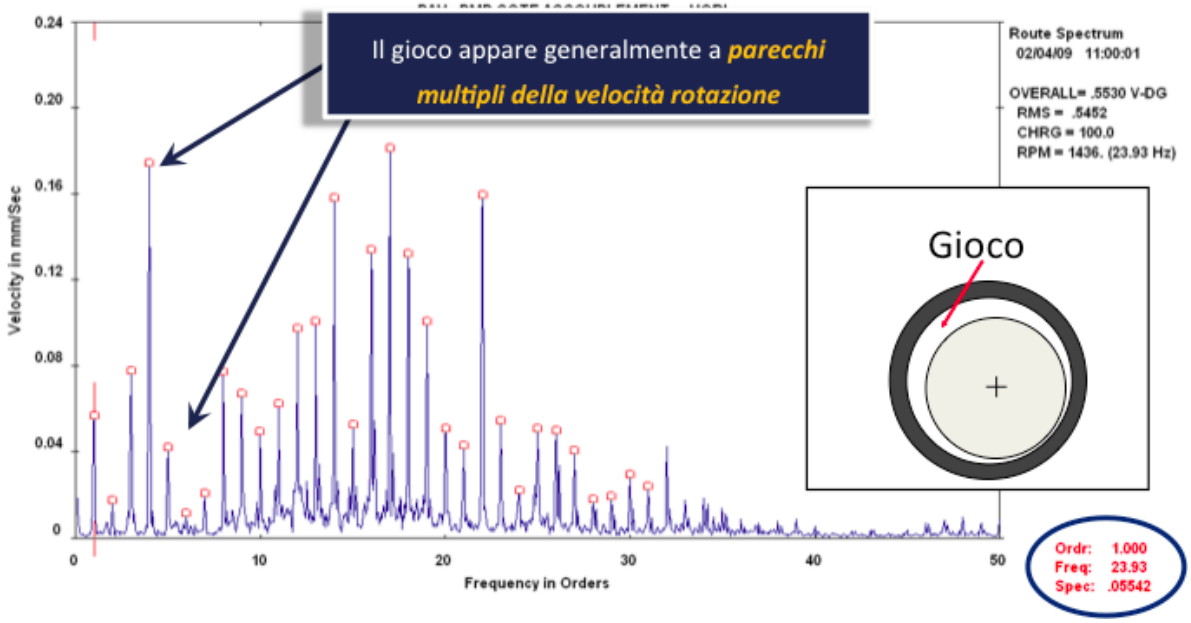


Figura 4.13: Gioco Meccanico : Caratteristica spettrale

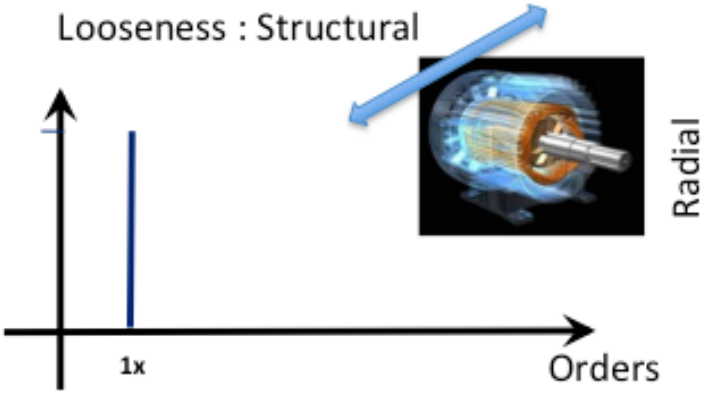


Figura 4.14: Structural Looseness

4.3.2 Giochi strutturali

Giochi Strutturali (Structural Looseness) sono tipicamente da attribuirsi alla flessibilità delle fondazioni indotta da labilità e cattivo fissaggio ai supporti macchina o da difettosità nell'interfaccia supporto base di ancoraggio. La presenza di suddetti giochi strutturali tra macchina e fondazioni comportano un incremento delle componenti vibratorie ad $1x$ con maggiore intensità lungo la direzione di minor rigidezza (Fig.4.14), che i molti casi corrisponde alla direzione orizzontale, ma dovrà nella pratica essere valutata dal layout fisico della macchina.

4.3.2.1 Gioco strutturale o sbilanciamento?

Alcune indicazioni di carattere del tutto generale possono aiutare nei casi di dubbia diagnostica del difetto:

- se il picco ad $1x$ è più elevato in orizzontale rispetto allo stesso in verticale, si deve prendere in considerazione un possibile problema di gioco;
- se il picco ad $1x$ in orizzontale è minore dello stesso in verticale, è probabile che la causa scatenante sia attribuibile allo sbilanciamento;
- la relazione di fase di 90° tra la direzione verticale ed orizzontale non verrà rispettata nel caso di condizioni di labilità meccanica.

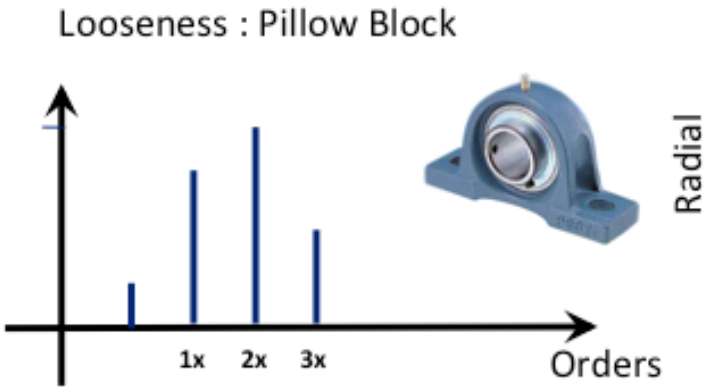


Figura 4.15: Looseness : Pillow Block

4.3.2.2 Loose pedestal bearings

Giochi strutturali nei supporti di fissaggio cuscinetti (Pillowblock, Fig.4.16) evidenziano una differente caratteristica nello spettro rispetto agli altri fenomeni di labilità meccanica. Lo spettro può evidenziare una forma tipicamente attribuibile a lievi effetti di disallineamento, con picchi ad $1x$, $2x$ e $3x$, e non altre armoniche (Fig.4.15); nella realtà sussiste però un moto periodico oscillante del supporto. In taluni casi di stato avanzato di tale difetto possono comparire in aggiunta subarmoniche a $0,5x$. In presenza di cricche e danneggiamenti esterni del supporto di fissaggio non è raro individuare anche la presenza di componenti a $1/3x$ e $1/4x$ [RMS (2009), I-Care (2005)]. Una verifica della fase relativa sussistente tra supporto cuscinetto e base di fissaggio può aiutare nel discriminare la natura di tali componenti spettrali: nel caso di un fase relativa di 180° un difetto di Loose pedestal bearing può essere diagnosticato.

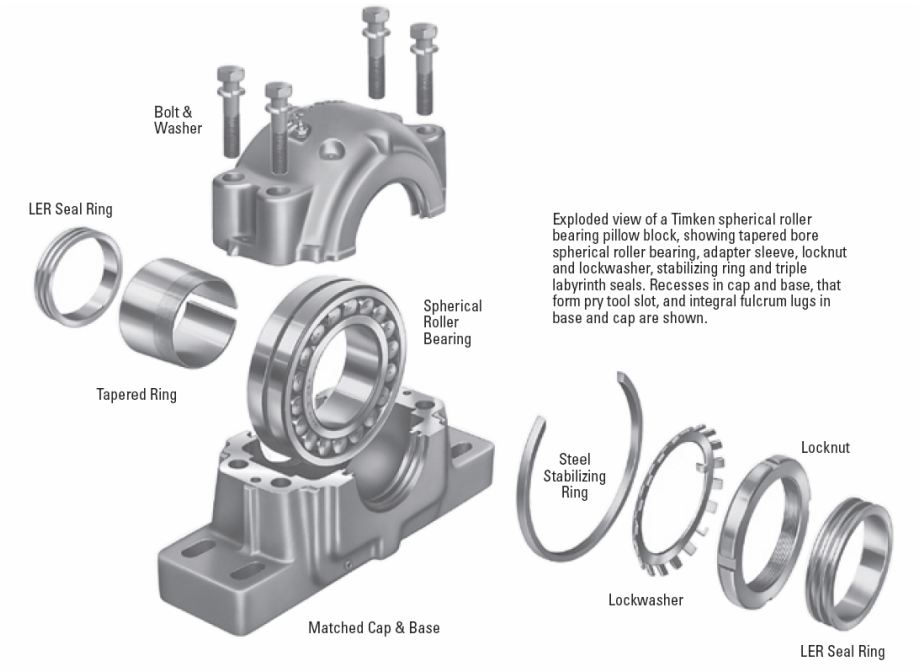


Figura 4.16: Pillowblock



Figura 4.17: Ingranaggio

4.4 Analisi dei rotismi

I riduttori (Fig.4.17) posseggono delle frequenze caratteristiche intrinsecamente legate ai rapporti di ingranamento in essi presenti, che in funzione della configurazione fisica possono complicare sensibilmente l'analisi. Varie sono le possibili cause che comportano difettosità e rotture nei riduttori, le principali sono le seguenti:

- usura dei profili dentati;
- costrizione meccanica;
- eccentricità;
- contraccolpi;
- disallineamenti;
- denti scheggiati, criccati o mancanti.

Recenti studi evidenziano che circa il 60% delle rotture possono essere attribuite ad una cattiva gestione e sostituzione dei lubrificanti [I-Care (2011)].

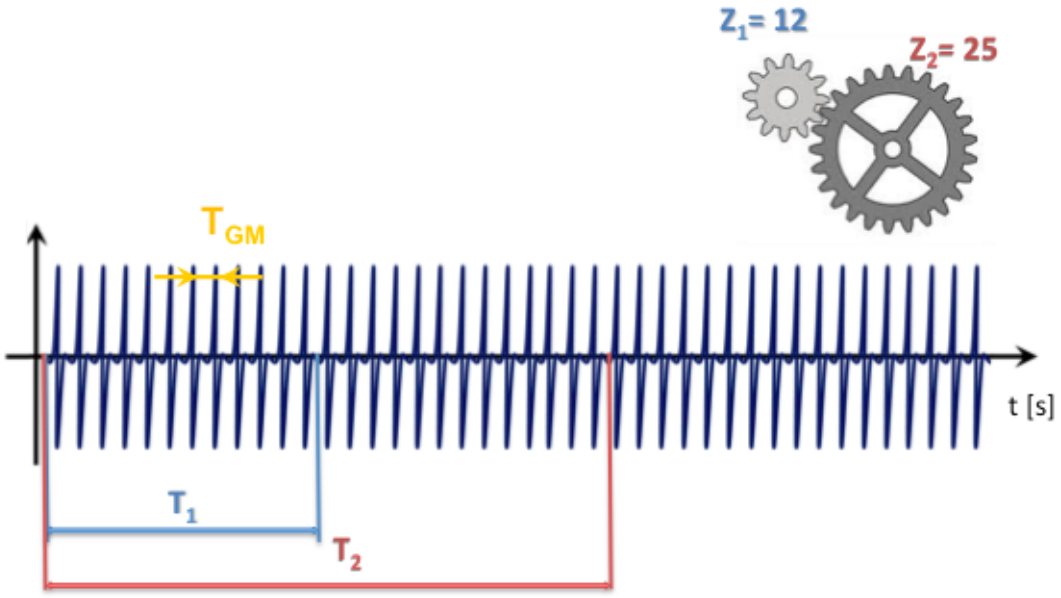


Figura 4.18: Gear Mesh Frequency : Forma d'onda temporale

4.4.1 Gear Mesh Frequency

Nell'analisi spettrale di un accoppiamento a ruote dentate vi sono tre frequenze caratteristiche di notevole importanza, individuate rispettivamente nella velocità d'ingresso dell'albero movente, nella GEAR MESH FREQUENCY (frequenza caratteristica di ingranaggio) e nella velocità di uscita sul secondo albero. La GMF è definibile come :

$$GMF = Z_i \times f_i \tag{4.2}$$

$$Z_i \ : \ numero\,di\,denti\,della\,i-esima\,ruota$$

$$f_i \ : \ frequenza\,di\,rotazione\,della\,i-esima\,ruota$$

Si osservi dunque che la GMF è univocamente legata all'ingranaggio e non varia dunque se calcolata rispetto ad una ruota dentata o alla sua accoppiata. Se osserviamo la forma d'onda esemplificata in figura 4.18 si rende evidente come il periodico ingranamento del profilo dentato produce una serie di impatti regolari, spaziati tra loro di un periodo $T_{GM} = {}^{1}/_{GMF}$. Grande attenzione dovrà essere prestata però nel momento in cui si passi ad una scala in ordini, dati i differenti valori dei periodi di rivoluzione dei due alberi. A tal proposito

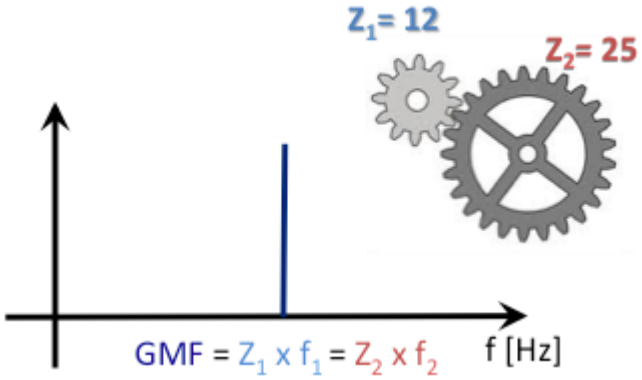


Figura 4.19: Gear Mesh Frequency : Spettro in frequenza

si osservi la figura 4.19: la GMF del generico ingranaggio è univocamente definita se osservata in *Hz*, mentre troveremo tale picco a Z_1 ordini nello spettro relativo alla prima ruota ed a Z_2 ordini nello spettro acquisito ad f_2 .

La GMF di per sé non corrisponde ad alcuna tipologia di difetto particolare, essendo per l'appunto legata al normale funzionamento di due ruote dentate tra loro accoppiate, con regolare susseguirsi di impatti associabili al contatto tra i denti dei due profili. Un trend stabile dell'ampiezza di tale picco corrisponde dunque esclusivamente alla fisica del fenomeno.

4.4.2 Dente usurato o mancante

In presenza di un dente dell'accoppiamento scheggiato o fortemente usurato avremo la comparsa di un picco di ampiezza maggiore nella forma d'onda temporale, in corrispondenza dell'impatto di tale dente per l'appunto con il profilo della seconda ruota. Si osservi come, in figura 4.21, tale anomalia d'impatto nella waveform si ripercuoterà comunque anche agli impatti dei denti nelle immediate vicinanze del dente difettato. Ciò che si ottiene, a causa di tale difetto puntuale nella dentatura dell'ingranaggio, è una *modulazione in ampiezza della forma d'onda temporale*. Modulazione che avrà periodicità eguale per l'appunto al periodo di rivoluzione dell'albero sul quale è calettata la ruota dentata difettata.

Risulta fondamentale apprendere dunque come una modulazione nel dominio del tempo equivalga a SIDEBANDS (barre laterali) nel dominio delle frequenze, Fig.4.22. Barre



Figura 4.20: Dente Scheggiato

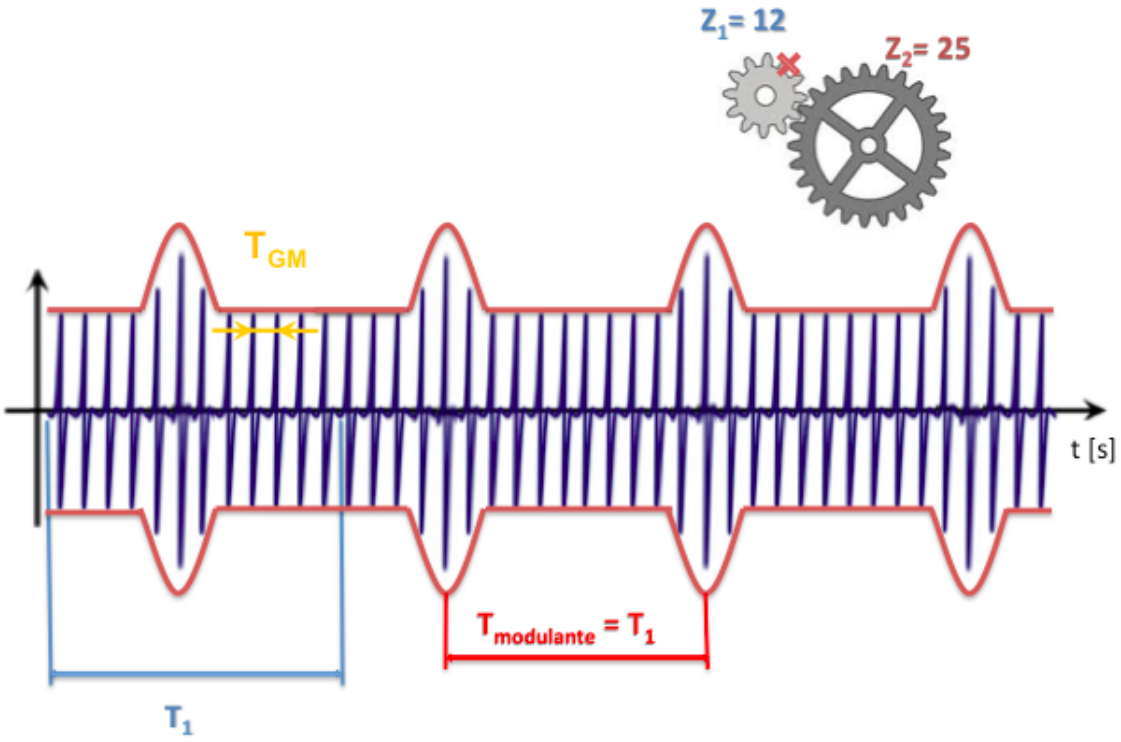


Figura 4.21: Difetto di dente scheggiato/usurato

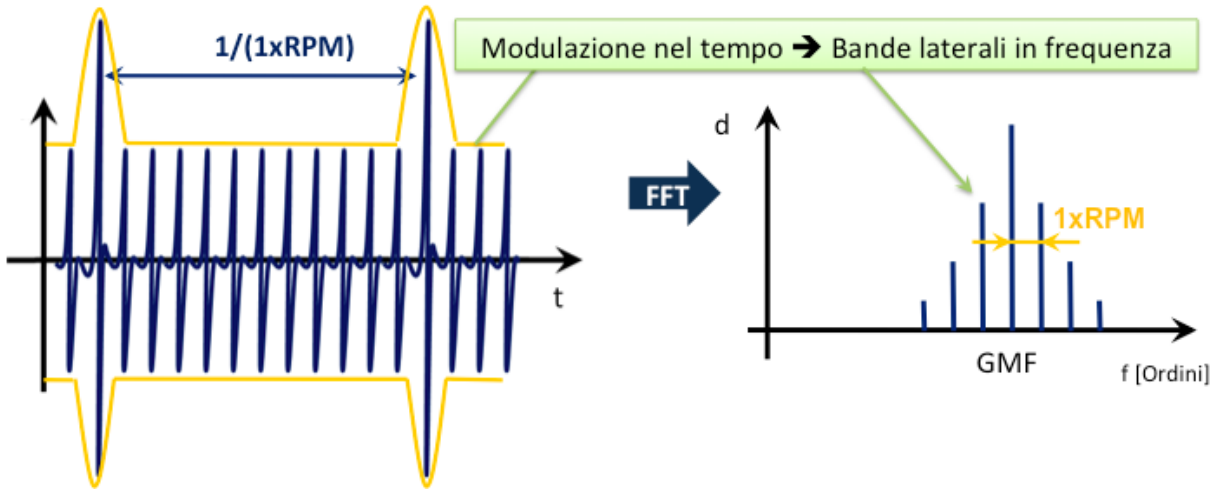


Figura 4.22: Modulazione nel tempo : Sidebands in frequenza

laterali che compariranno a cavallo della GMF con relative armoniche. Il numero di armoniche delle bande laterali, così come il numero di armoniche multiple intere della GMF aumenteranno proporzionalmente all'aggravarsi del fenomeno. Dall'analisi dello spettro, individuata la GMF ed individuate le bande laterali, indici di un usura localizzata della dentatura, è possibile identificare quale delle due ruote è responsabile del fenomeno. Semplicemente basterà indagare la distanza di tali sidebands dalla GMF e dalle relative armoniche: la ruota difettata produrrà infatti sidebands equispaziate rispettivamente di una quantità eguale alla frequenza di rivoluzione della ruota stessa. Tale asserto è facilmente intuibile anche osservando per l'appunto la forma d'onda di figura 4.21.

Per fissare le idee in figura 4.23 viene riportato un esempio numerico teorico. Si osservi come la GMF rimanga identicamente immutata a 300 Hz in entrambi gli spettri, pur variando il proprio valore in ordini, e come possa facilmente essere individuata la ruota danneggiata grazie all'analisi delle sidebands presenti.

Si ritiene poi utile rispondere ad un paio interrogativi che spesso presumo possano emergere a questo punto della trattazione. Nel caso in cui si abbia la contemporanea presenza di due o più denti mancanti, scheggiati o fortemente usurati rispetto agli altri della stessa ruota si otterrà sempre identicamente la stessa forma spettrale con aumento delle ampiezze delle sidebands, della GMF e delle relative armoniche dato che ciascun singolo difetto produrrà una modulazione in ampiezza della forma d'onda di periodicità costante eguale sempre identicamente al periodo di rivoluzione dell'albero. Ovviamente nel caso di

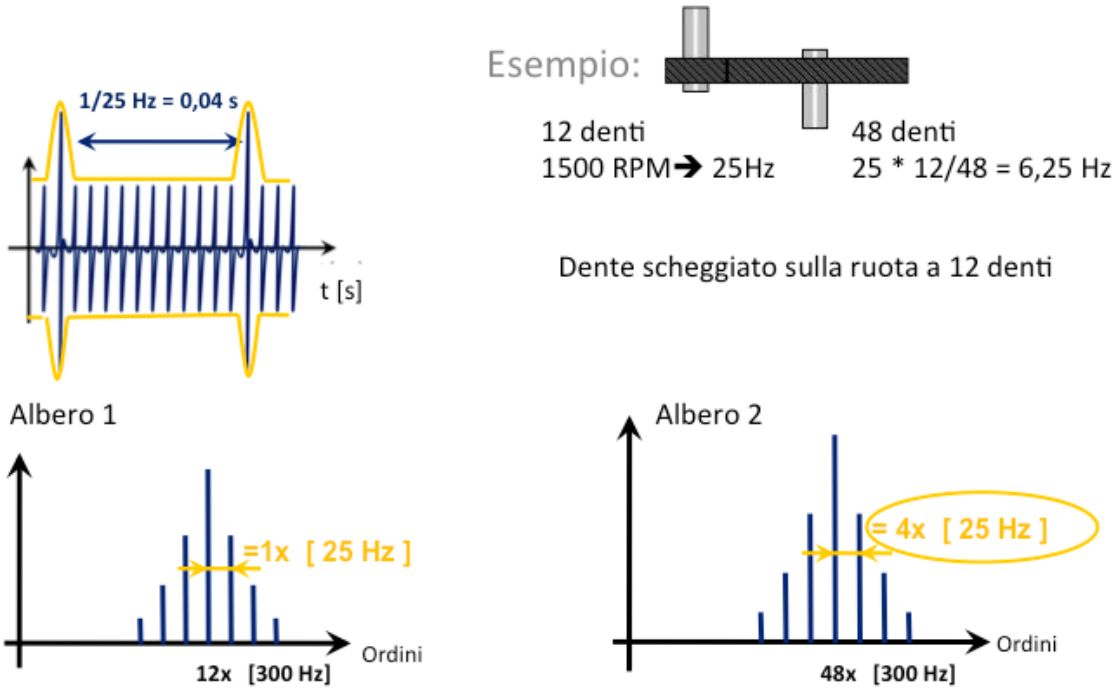


Figura 4.23: Dente scheggiato : Esempio Numerico

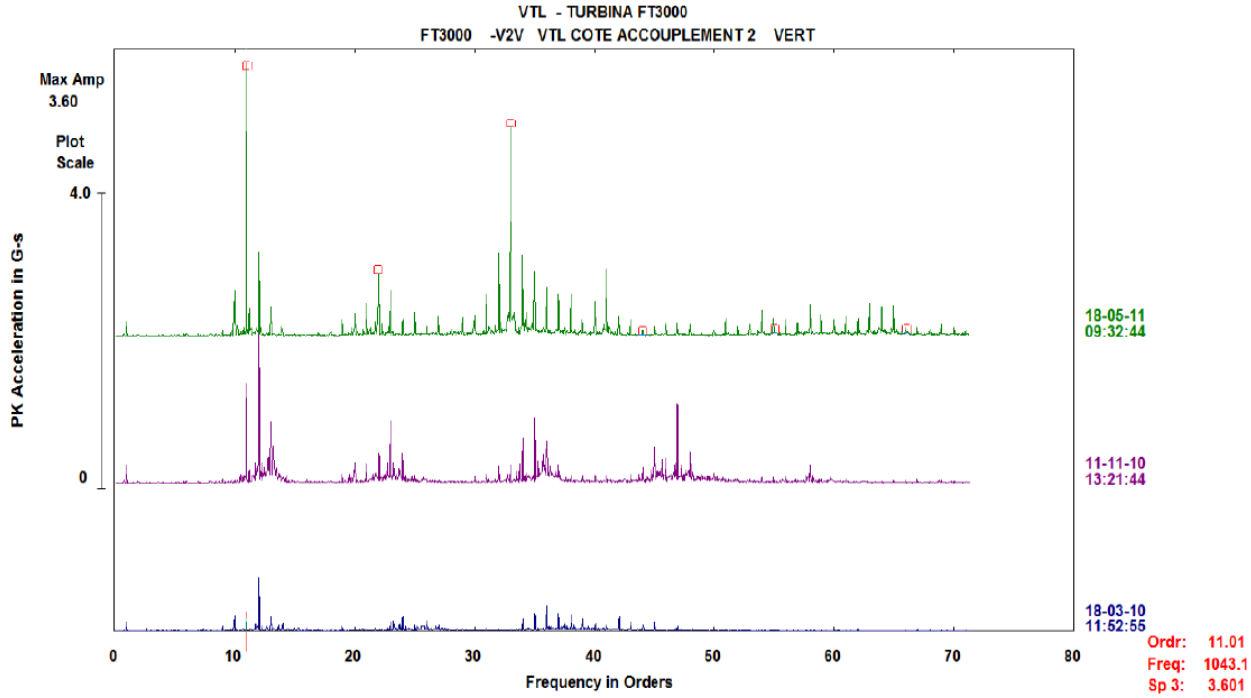
difetti su entrambe le ruote troveremo la nostra GMF con due famiglie di sidebands caratterizzate dalle frequenze di rivoluzione delle due ruote. Infine si vuole evidenziare come nella realtà talvolta capiti di incontrare bande laterali di ampiezza ben più elevata rispetto alla GMF associata o alla corrispettiva armonica multipla intera della GMF.

Una precisazione può poi essere fatta per discriminare un effetto di usura non uniforme del profilo da una netta scheggiatura puntuale del dente. Nella waveform in entrambi i casi si avrà, come appena visto, una modulazione in ampiezza, con la differenza che nel caso di dente scheggiato l'anomalia d'impatto avrà valori ben più elevati rispetto ai restanti picchi di ingranamento. Nello spettro analogamente avremo sempre GMF, armoniche della GMF e presenza di sidebands attorno a queste, spaziate a 1x, con però la netta presenza di un picco al prim'ordine nel caso di dente scheggiato, rispetto ad un fenomeno di usura disomogenea del profilo. Si osservi che nel caso, puramente teorico, di un'usura perfettamente omogenea dei profili dentati a contatto, ciò che si evidenzierebbe a livello di spettro in frequenza sarebbe esclusivamente un incremento della GMF senza la comparsa di sidebands, per la mancanza di una modulazione nella forma d'onda temporale. Infatti in

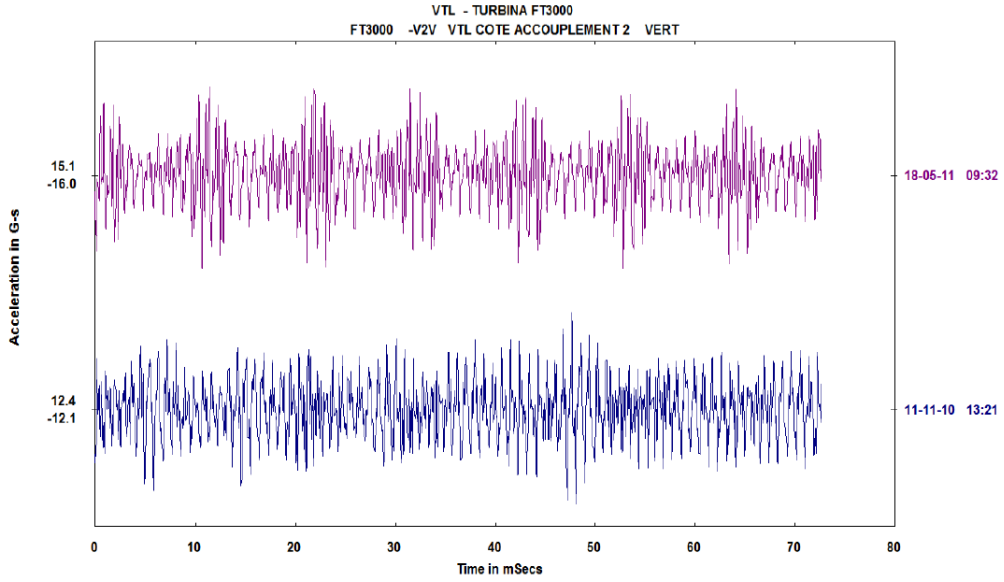
quest'ultima si avrà esclusivamente un incremento omogeneo delle ampiezze degli impatti delle dentature.

Per ottenere uno spettro che assicuri l'inclusione di eventuali problemi di ingranaggio si rende opportuno, come anticipato nei capitoli precedenti impostare una F_{max} di acquisizione almeno pari a $3,5x$ GMF, così da assicurarsi di includere al minimo la terza armonica della GMF e relative eventuali bande laterali.

In figura 4.24a è riportato il trend delle rilevazioni spettrali su un alternatore di una turbina a gas, ove si palesa un difetto al profilo della ruota ad 11 denti. Possiamo infatti apprezzare la GMF a 1043 Hz (ordine 11 circa) e le relative armoniche, con la presenza di bande laterali equispaziate alla velocità di rotazione dell'albero stesso. In figura 4.24b, vediamo anche l'aumentare della modulazione in ampiezza della forma d'onda temporale da una rilevazione alla successiva, responsabile della formazione delle bande laterali nello spettro in frequenza.



(a) Difetto di Ingranaggio in un alternatore di una Turbina



(b) Difetto di Ingranaggio in un alternatore di una Turbina - Modulazione in ampiezza nella waveform

Figura 4.24

4.4.3 Ruote disallineate

La presenza di una coppia di ruote dentate disallineate genera tipicamente un forte incremento dei picchi vibrazionali all'ordine 2xGMF e a 3xGMF, che saranno poi attorniati dalle bande laterali equispaziate a 1xRPM. Anche in questo caso si vuole porre l'attenzione sull'importanza di acquisire uno spettro che permetta di apprezzare anche zone in alta frequenza ove si va a collocare la terza armonica della GMF. Si osservi che quando persiste una condizione di disallineamento nell'accoppiamento d'ingranaggio è molto probabile l'insorgere prematuro anche del difetto d'usura dei profili, con conseguente forte abbattimento della vita residua del riduttore.

4.4.4 Costrizione meccanica

Come abbiamo visto la GMF non costituisce di per sé una frequenza di difetto, ma un suo anomalo incremento deve indurci a porsi alcuni interrogativi. Abbiamo visto cosa possiamo dedurre dalla presenza di sidebands distanziate tra loro di 1x. Nel caso invece in cui si abbia il solo incremento della frequenza di ingranaggio un effetto di costrizione meccanica tra le due ruote deve essere ipotizzato. Infatti nel caso di errato montaggio delle ruote, ad esempio con interasse inferiore a quello di progetto o per mancata lubrificazione, gli impatti nel tempo dovuti ad ingranamento dei profili subiranno un netto incremento, con conseguente aumento anche della GMF nel diagramma spettrale. Un ingranaggio sottoposto a tali condizioni operative porterà in breve tempo prima alla comparsa di bande laterali per usura/scheggiatura dei profili ed in secondo luogo a cedimento.

4.4.5 Armoniche secondarie indotte dai rotismi

4.4.5.1 Componenti fantasma

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

1. non sono sensibili alle variazioni di carico, perché sono dovute ad errori geometrici;

2. tendono a scomparire con l'usura;

3. appaiono come armoniche della GMF.

4.4.5.2 Frequenza frazionaria di ingranamento

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

$$F_f = \frac{GMF}{MCD} \tag{4.3}$$

4.4.5.3 Frequenza di ripetizione

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

$$T_r = \frac{mcm}{GMF} \tag{4.4}$$

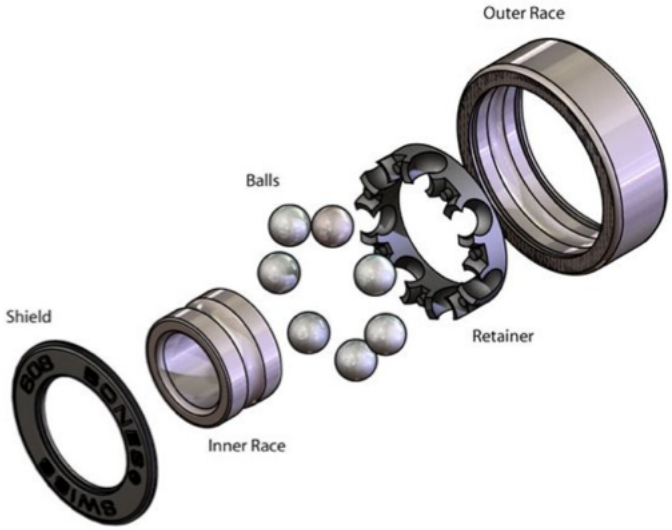


Figura 4.25: Elementi Costruttivi Caratteristici di un Cuscinetto Volvente

4.5 Analisi dei cuscinetti volventi

L'individuazione di problemi ai supporti volventi costituisce uno degli obiettivi di primaria importanza per un analista. Anche in letteratura gran parte degli sforzi nelle pubblicazioni sull'analisi vibrazionale sono stati volti ad una migliore comprensione del fenomeno [Zaretsky (2000), SKF (1981), Orhan (2006), Liang (2010), Howard (1994), Halme (2009), Hamrock (1983), William (2011)]. Diversi studi in merito hanno evidenziato che solamente il 10% dei cuscinetti posti in opera raggiungono la loro vita nominale stimata. Come si è visto con l'eq. 4.1, con un aumento del 20 % del carico trasmesso ai supporti la durata dei cuscinetti viene dimezzata. Con un raddoppio del carico la stessa viene drasticamente ridotta ad 1/8 circa della vita nominale. Circa il 40% delle rotture dei cuscinetti volventi sono attribuibili ad una incorretta lubrificazione, mentre approssimativamente il 30% sono legate ad un incorretto montaggio o ad una incorretta manutenzione, ad esempio per effetti di disallineamento o di cocked bearing. La restante distribuzione percentuale di rotture è invece individuabile in problemi di sovraccarico, difetti di fabbricazione ed altre cause più o meno stocastiche [RMS (2009)].

A tal proposito da una noto studio condotto e pubblicato dalla NASA vogliamo porre l'attenzione sul grafico riportato in figura 4.26.

Per stimare un valore realistico e fortemente affidabile della durata statistica dei cu-

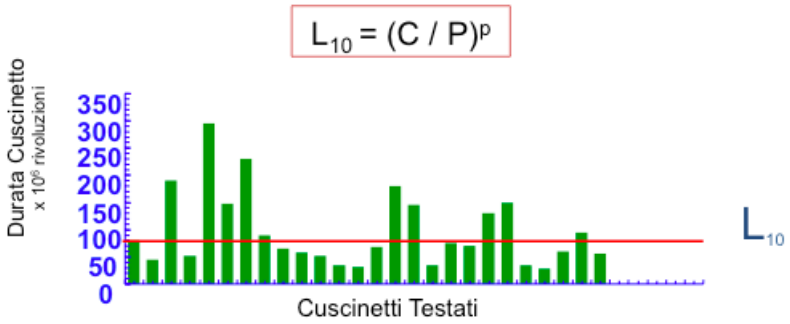


Figura 4.26: Durata cuscinetti e L_{10}

scinetti, per garantire una buona progettazione dei primi space shuttle, improntarono una intensiva campagna sperimentale ponendo in opera svariati cuscinetti della stessa geometria, nelle stesse condizioni operative, registrandone per ciascuno la durata effettiva. E' evidente come il valore L_{10} costituisca una media statistica di tali durate sperimentali ed un'approccio preventivo basato su tale parametro induce in un falso sentore di sicurezza. Potremo difatti ritrovarci di fronte ad un cuscinetto di ottima fattura ed in condizioni di lavoro ottimali che superi di gran lunga la durata L_{10}, ma altrettanto realisticamente si potrebbe ricadere in uno dei casi sfavorevoli nei quali la rottura perviene prima del fermo programmato. Tra le altre cose agire attraverso una sostituzione pianificata cautelativa dei cuscinetti potrebbe comportare la sostituzione di un cuscinetto che avrebbe avuto durata ben superiore ad L_{10} con uno dei cuscinetti ad elevata mortalità infantile. Di qui la giustificazione di un intenso studio atto a monitorare l'evoluzione dello stato dei supporti in via predittiva: nello studio della NASA siddetto si tentò per l'appunto di calcolare il numero di cicli che consentivano un'affidabilità del 95% dei cuscinetti, ottenendo come risultato ultimo un numero negativo di rivoluzioni! Unitamente ad un'approccio manutentivo predittivo si vuole comunque ribadire l'importanza di good practice proattive quali il bilanciamento dinamico in sito, l'allineamento di precisione e l'ingrassaggio mirato dei cuscinetti per garantirne una buona durata.

4.5.1 Bearing forcing frequencies

I cuscinetti volventi producono differenti caratteristiche spettrali, nei diagrammi in frequenza, che precedono gli accadimenti di rottura. I difetti fin qui trattati producevano

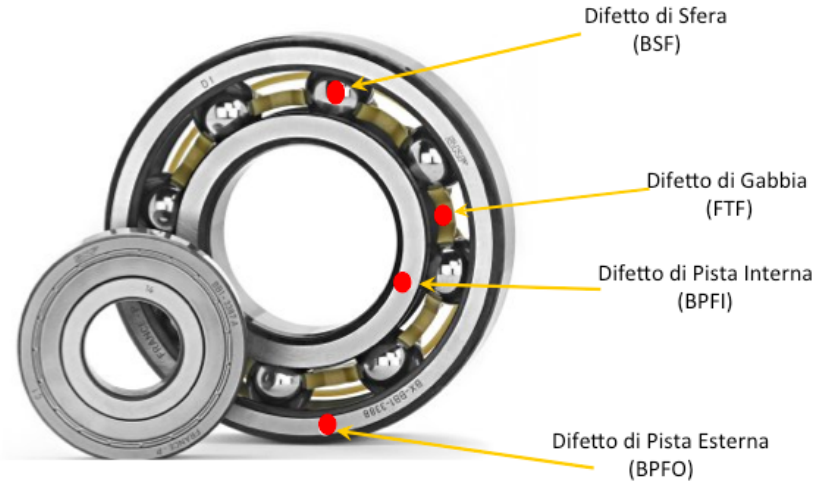


Figura 4.27: Difetti Caratteristici di Cuscinetto

picchi multipli interi della frequenza principale di rivoluzione della macchina. I difetti di cuscinetto si distinguono invece per generare componenti vibrazionali a PICCHI ASINCRONI (a multipli non interi della 1x) in frequenza e come vedremo fortemente caratteristici e distinguibili. La presenza di componenti ad ordini non interi nello spettro deve dunque costituire un allarme per l'analista, che dovrà considerare tra le prime cose la possibile presenza di difetti di cuscinetti, ovviamente verificando nel dettaglio la provenienza di tali contribuiti in frequenza.

I cuscinetti volventi generano differenti frequenze anche in funzione della loro costruzione fisica. Un produttore può infatti offrire un cuscinetto ad 8 sfere mentre un concorrente può benissimo fornire lo stesso a 9 volventi per la stessa applicazione. Entrambi potranno essere impiegati sulle stesse quote geometriche di albero e telaio, con gli stessi carichi di progetto e lavorare in maniera ottimale allo stesso modo, producendo però differenti componenti spettrali in frequenza.

Come vedremo per ciascun cuscinetto volvente esistono *4 Frequenze di Difetto Caratteristiche* (Fig.4.27), in corrispondenza dei 4 elementi costituenti ciascun cuscinetto (Fig.4.25):

- BALL PASS FREQUENCY INNER RACE (BPFI) associato alla *pista interna*;
- BALL PASS FREQUENCY OUTER RACE (BPFO) associato alla *pista esterna*;
- BALL SPIN FREQUENCY (BSF) legata agli *elementi volventi*;

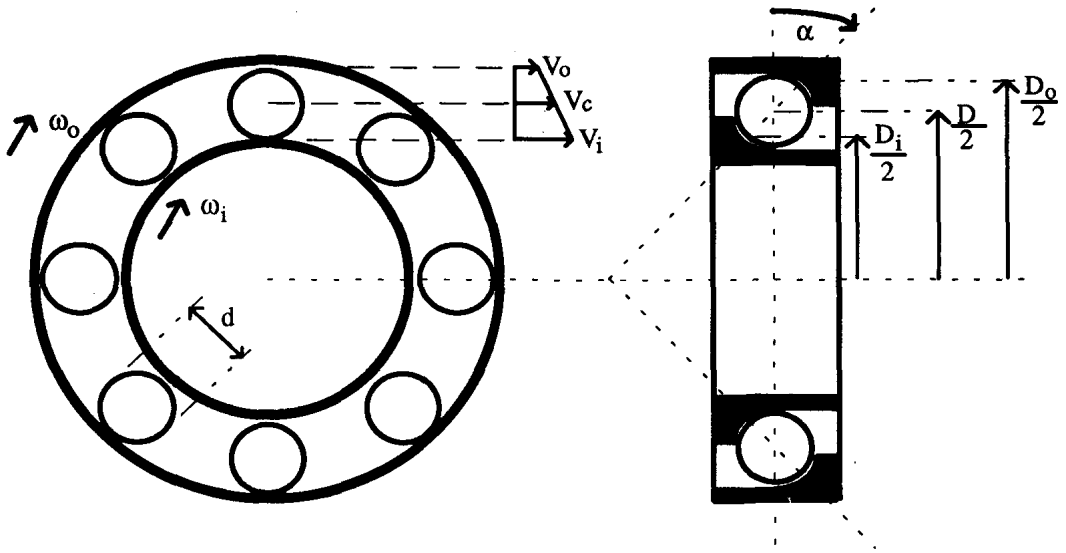


Figura 4.28: Generico modello di Cuscinetto a Sfera

- FUNDAMENTAL TRAIN FREQUENCY (FTF) legata alla *gabbia*.

Si evince dunque come sia essenziale una buona comprensione della geometria e della cinematica delle varie componenti costituenti un generico cuscinetto volvente, al fine di introdurre le fault frequencies qui sopra riportate ed approfondire lo sviluppo di tali difetti nello spettro in frequenza.

4.5.1.1 Bearing kinematics

Molti articoli presenti in letteratura hanno dedicato ampio spazio alla cinematica dei cuscinetti volventi negli scorsi anni [Hamrock (1983), Howard (1994)], vediamo in tale sezione di riassumere i risultati che hanno condotto ad una definizione ingeneristica delle frequenze caratteristiche di cuscinetto. In figura 4.28 è riportato un generico cuscinetto a sfere a contatto angolare che costituirà il nostro modello fisico nella trattazione seguente.

Data la suddetta geometria, si assuma un angolo di contatto α costante durante il funzionamento; il diametro della circonferenza primitiva del cuscinetto (circonferenza ideale passante per il centro degli elementi volventi) è approssimativamente pari a

$$D = \frac{D_i + D_o}{2} \tag{4.5}$$

dove D_i e D_o sono rispettivamente il diametro della pista interna e della pista esterna. Tali diametri possono quindi essere espressi anche in funzione del diametro primitivo, dell'angolo di contatto e del diametro delle sfere d

$$\begin{aligned} D_i &= D - d\cos\alpha \\ D_o &= D + d\cos\alpha \end{aligned} \tag{4.6}$$

La velocità circonferenziale degli elementi del cuscinetto può poi essere ricavata in termini di velocità angolare ($^{rad}/_{s}$) e di raggio corrispondente (m), assumendo condizioni di puro rotolamento. Le velocità circonferenziali delle due piste sono dunque

$$\begin{aligned} V_i &= \omega_i \frac{D_i}{2} \\ V_o &= \omega_o \frac{D_o}{2} \end{aligned} \tag{4.7}$$

Analogamente, assumendo nullo ogni possibile effetto di slittamento, la velocità tangenziale di gabbia corrisponderà a

$$V_c = \frac{V_i + V_o}{2} \tag{4.8}$$

ossia

$$V_c = \frac{\omega_i \left(D - d\cos\alpha\right)}{4} + \frac{\omega_o \left(D + d\cos\alpha\right)}{4} \tag{4.9}$$

Possiamo da tale equazione dunque ricavare facilmente la *frequenza di gabbia* in Hz

$$f_c = \frac{f_i \left(1 - \frac{d}{D}\cos\alpha\right)}{2} + \frac{f_o \left(1 + \frac{d}{D}\cos\alpha\right)}{2} \tag{4.10}$$

Tale eq.4.10 fornisce la frequenza teorica di gabbia di un cuscinetto volvente, detta anche FTF (FUNDAMENTAL TRAIN FREQUENCY). Si osservi poi che nelle applicazioni reali avremo sempre una delle due piste del cuscinetto stazionaria, fissa a telaio. Tale condizione permette di semplificare la 4.10 nella forma

$$f_c = \frac{f_i \left(1 - \frac{d}{D} \cos \alpha\right)}{2} \tag{4.11}$$

La frequenza di rotazione degli elementi volventi ricavata rispetto alla pista interna può essere espressa nella seguente forma

$$f_{ri} = f_c - f_i \tag{4.12}$$

ossia

$$f_{ri} = \frac{f_o \left(1 + \frac{d}{D} \cos \alpha\right)}{2} - \frac{f_i \left(1 + \frac{d}{D} \cos \alpha\right)}{2} \tag{4.13}$$

Con Z elementi volventi, la *frequenza di passaggio di quest'ultimi sulla pista interna* (BPFI - BALL PASS FREQUENCY INNER RACE) può essere ricavata a partire dalla 4.13, ottenendo

$$f_{bpfi} = \frac{Z \left(f_o - f_i\right) \left(1 + \frac{d}{D} \cos \alpha\right)}{2} \tag{4.14}$$

che nel caso di pista esterna stazionaria conduce all'eq. semplificata

$$f_{bpfi} = \frac{-Z f_i \left(1 + \frac{d}{D} \cos \alpha\right)}{2} \tag{4.15}$$

Analogamente la frequenza di rotazione degli elementi volventi rispetto alla pista esterna si può esprimere come

$$f_{ro} = f_o - f_c \tag{4.16}$$

ossia

$$f_{ro} = \frac{f_o \left(1 - \frac{d}{D} \cos \alpha\right)}{2} - \frac{f_i \left(1 - \frac{d}{D} \cos \alpha\right)}{2} \tag{4.17}$$

Con Z elementi volventi, la *frequenza di passaggio di quest'ultimi sulla pista esterna* (BPFO - BALL PASS FREQUENCY OUTER RACE) può essere ricavata a partire diviene

$$f_{bpfo} = \frac{Z \left(f_o - f_i\right) \left(1 - \frac{d}{D} \cos \alpha\right)}{2} \tag{4.18}$$

Bearing Element	Frequenze Caratteristiche
Frequenza di passaggio sulla pista interna	$f_{bpfi} = \frac{Z(f_o - f_i)\left(1+\frac{d}{D}\cos\alpha\right)}{2}$
Frequenza di passaggio sulla pista esterna	$f_{bpfo} = \frac{Z(f_o - f_i)\left(1-\frac{d}{D}\cos\alpha\right)}{2}$
Frequenza di gabbia	$f_c = \frac{f_i\left(1-\frac{d}{D}\cos\alpha\right)}{2} + \frac{f_o\left(1+\frac{d}{D}\cos\alpha\right)}{2}$
Frequenza di rotazione degli elementi volventi	$f_{bsf} = \frac{f_o - f_i}{2}\frac{D}{d}\left(1 - \left(\frac{d}{D}\cos\alpha\right)^2\right)$

Tabella 4.2: Frequenze Caratteristiche di Cuscinetto

che nel caso di pista esterna stazionaria conduce all'eq. semplificata

$$f_{bpfi} = \frac{-Z f_i \left(1 - \frac{d}{D}\cos\alpha\right)}{2} \tag{4.19}$$

Possiamo infine calcolare anche la frequenza di rotazione degli elementi volventi attorno il proprio asse. Tale frequenza, ipotizzando l'assenza di slittamento, può essere facilmente ricavata come prodotto della frequenza di rivoluzione della gabbia rispetto la pista interna per il rapporto tra diametro della pista interna e diametro delle sfere

$$f_{bsf} = f_{ri} \cdot \frac{D_i}{d} \tag{4.20}$$

che può essere riscritta utilizzando le eq.4.6 e 4.13 ottenendo

$$f_{bsf} = \frac{f_o - f_i}{2}\frac{D}{d}\left(1 - \left(\frac{d}{D}\cos\alpha\right)^2\right) \tag{4.21}$$

che è la forma generale della BSF (BALL SPIN FREQUENCY).

Le equazioni 4.10, 4.14, 4.18 e 4.21 costituiscono le equazioni generali presentate in letteratura per il calcolo delle principali frequenze caratteristiche di cuscinetto, in condizioni teoriche di mancato slittamento e di contemporanea rotazione delle piste interna ed esterna. Nella realtà, una certa quota di slittamento risulterà essere sempre presente, unitamente a imprecisioni costruttive e ad effetti d'usura, comportando perciò una lieve variabilità delle frequenze caratteristiche di difetto individuate rispetto a quelle teoriche. In tabella 4.2 riassumiamo per semplicità di lettura tali 4 frequenze caratteristiche di cuscinetto, che prenderemo in considerazione approfonditamente per analizzare le forme spettrali correlabili ai vari modi di guasto dei cuscinetti volventi.

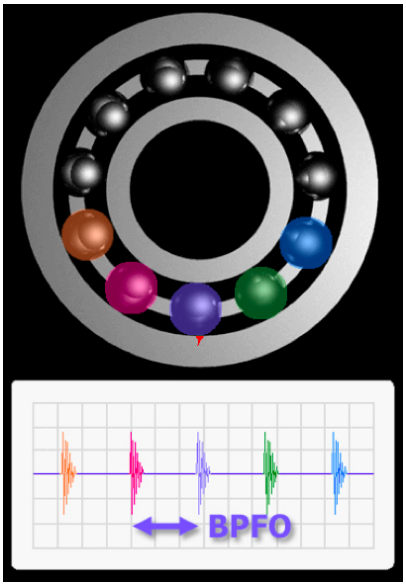


Figura 4.29: Difetto di Pista Esterna

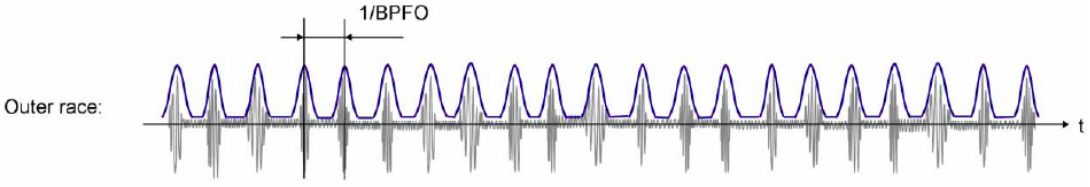


Figura 4.30: Waveform : BPFO

4.5.2 Ball Pass Frequency Outer race (BPFO)

La Ball Pass Frequency Outer race (BPFO) viene generata dal transito dei volventi su di uno o più difetti presenti sulla pista esterna del cuscinetto (Fig.4.29, 4.33). La frequenza fondamentale di difetto BPFO è, come anticipato, genericamente asincrona. Ciò nonostante in alcuni cuscinetti, in funzione della geometria, tale armonica principale può risultare molto prossima ad un ordine intero, a tal punto da indurre in possibili errori. Tale problema si presenta tipicamente come una famiglia di armoniche multiple intere della BPFO (Fig.4.31), spesso di ampiezza anche superiore alla suddetta. Se osserviamo la forma d'onda rappresentata in figura 4.30 vediamo come tipicamente si evidenzia nel dominio temporale tale difetto di pista esterna: come una serie di impatti di ampiezza costante equispaziati tra loro di $T_{BPFO} = {}^{1}/_{f_{BPFO}}$. Nello spettro di figura 4.32 è stato riportato un esempio reale di difetti di BPFO, ove sono state evidenziate per l'appunto le armoniche associate.



Figura 4.31: BPFO : Ball Pass Frequency Outer race

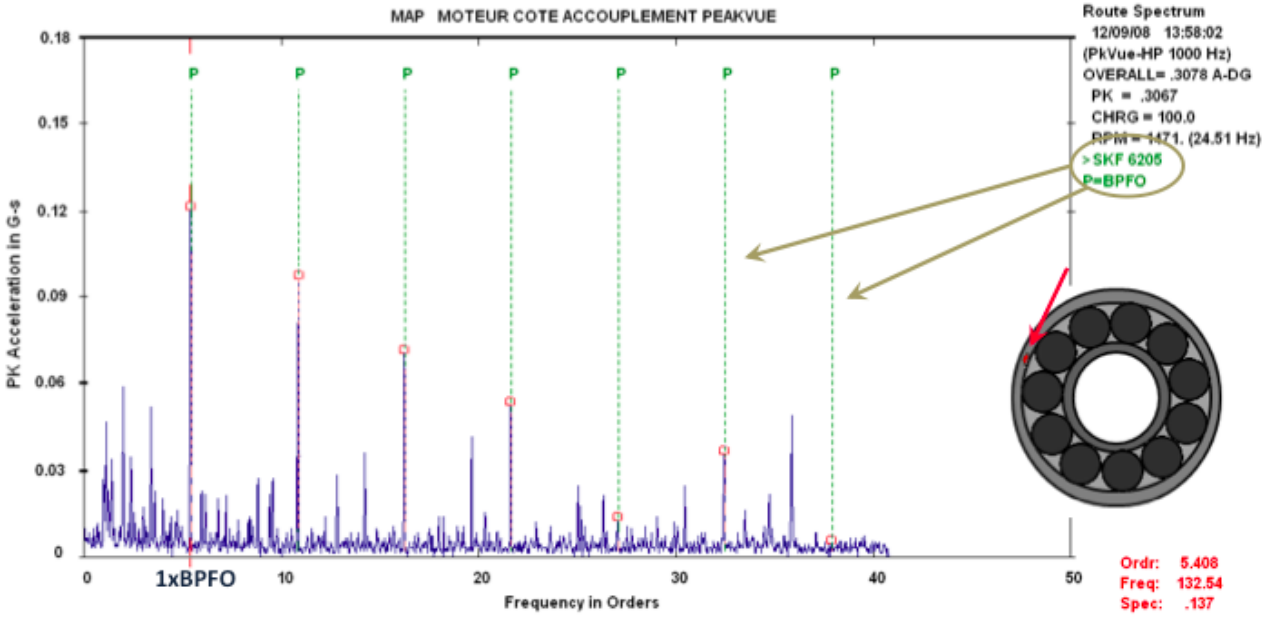


Figura 4.32: Armoniche multiple intere della BPFO

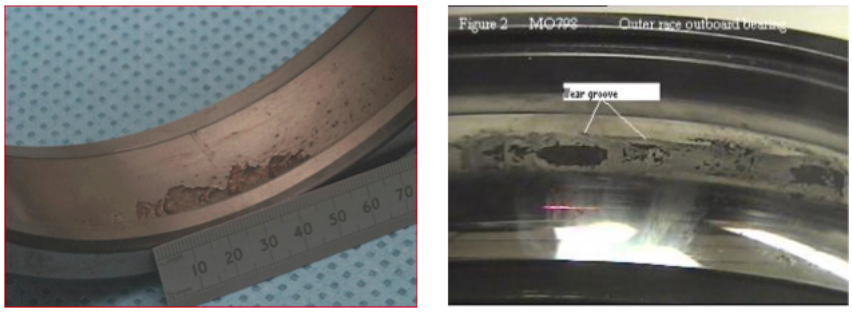


Figura 4.33: Difetti di Pista Esterna su Cuscinetti Volventi

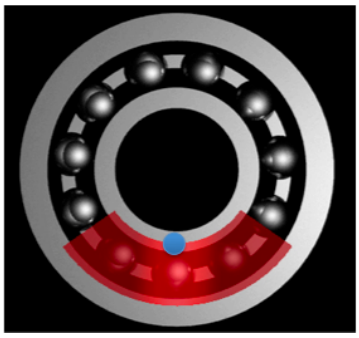


Figura 4.34: Difetto di Pista Interna : Ingresso nella Zona di Carico

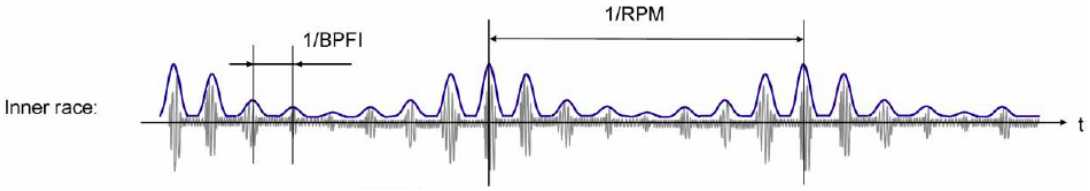


Figura 4.35: Waveform : BPFI

4.5.3 Ball Pass Frequency Inner race (BPFI)

In maniera analoga al difetto di pista esterna anche la frequenza di BPFI (Ball Pass Frequency Inner race) viene generata per effetto del passaggio degli elementi volventi sul difetto, posto però in questo caso sulla superficie della pista interna (Fig.4.38), tipicamente calettata sull'albero movente. Analogamente al BPFO anche la BPFI è dotata della caratteristica di asincronicità rispetto alla frequenza di rivoluzione, ma compare in un range di frequenza più elevato. Come per la BPFO la forma d'onda temporale è data da una serie di impatti equispaziati a $T_{BPFI} = {}^{1}/_{f_{BPFI}}$ caratterizzati però da una modulazione in ampiezza con periodicità pari ad ${}^{1}/_{T}$. Tale modulazione è da imputarsi al fatto che la pista interna ruota unitamente all'albero movente, e così anche il difetto superficiale presente. Quando questi si troverà a transitare nella zona di massimo carico (Fig.4.34) l'impatto dei volventi subirà una forte amplificazione, risultante appunto nella waveform rappresentata in figura 4.35. Tale modulazione in ampiezza nel dominio del tempo corrisponderà alla comparsa di bande laterali spaziate di 1 ordine attorno alla BPFI e alle armoniche associate (Fig.4.36, 4.37). Si osservi che tale modulazione potrebbe non presentarsi nel caso di macchine ad asse verticale, per la mancanza della zona di carico, e nel caso in cui si abbia la pista interna a telaio. In tale ultimo caso ritroveremo le sidebands ad 1 ordine attorno alla BPFO.

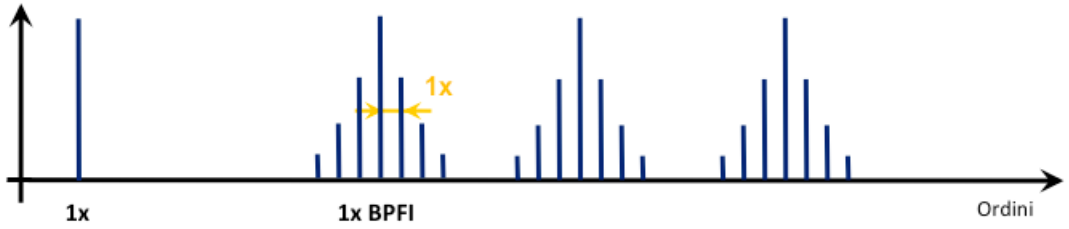


Figura 4.36: BPFI : Ball Pass Frequency Inner race

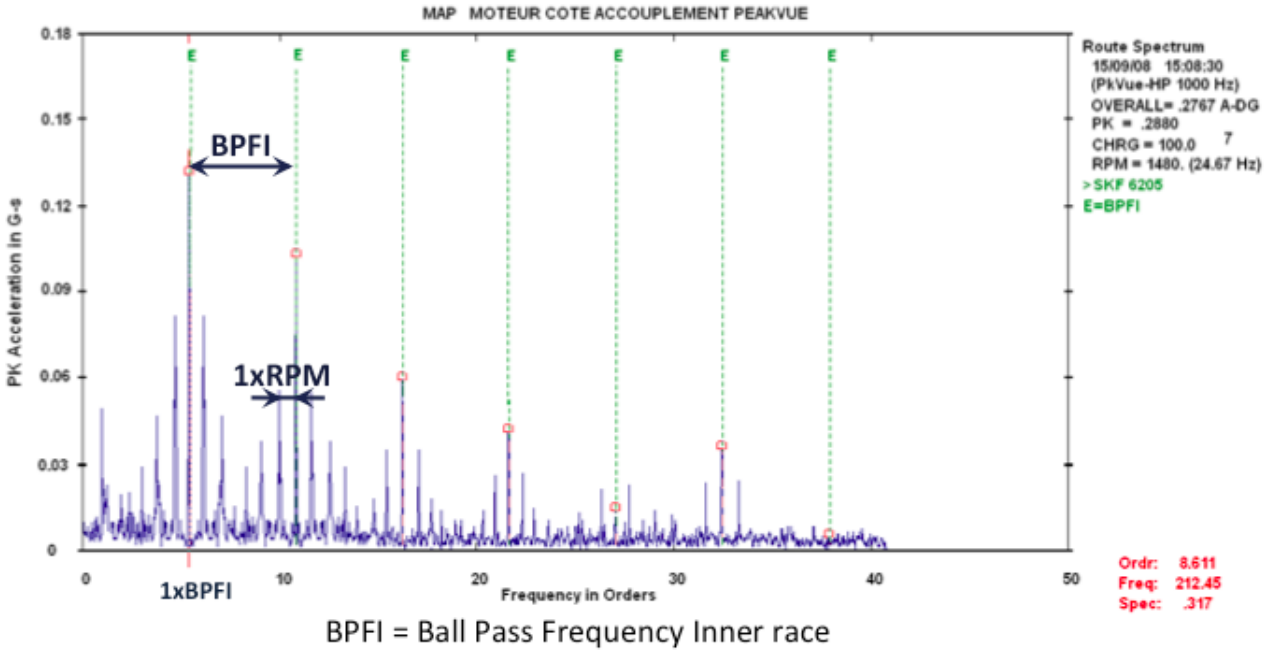


Figura 4.37: Armoniche multiple intere della BPFI e sidebands ad 1 ordine associate

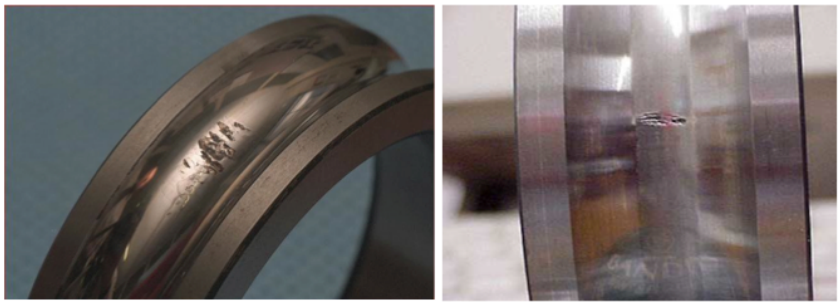
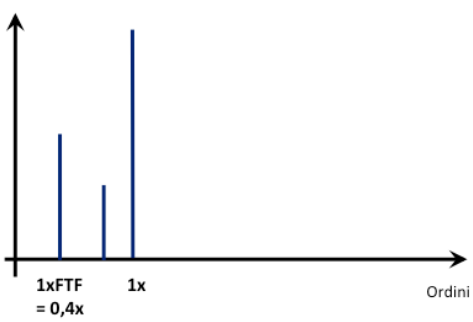


Figura 4.38: Difetti di Pista Interna su Cuscinetti Volventi



(a) FTF : Fundamental Train Frequency



(b) Difetto di gabbia su di un cuscinetto a rulli

Figura 4.39

4.5.4 Fundamental Train Frequency (FTF)

L'FTF (Fundamental Train Frequency) è una frequenza caratteristica di cuscinetto legata alla velocità di rotazione della gabbia. Differentemente dagli altri difetti di cuscinetto si presenta nel range spettrale subarmonico, ossia ad ordini inferiori al primo. Tipicamente ritroviamo tale armonica a $0,35 - 0,48xRPM$ (Fig.4.39a), appunto perché la gabbia transita a velocità inferiori rispetto a quelle della pista interna. Per fissare le idee la gabbia muove con periodo indicativamente 2,5 maggiore al periodo di rotazione dell'albero movente. Tale caratteristica è facilmente individuabile anche nella forma d'onda temporale che è caratterizzata da fenomeni periodici ripetitivi ogni 2,5 rivoluzioni. Tale periodicità implicherà dunque un armonica nello spettro in frequenza a $f_{FTF} = {}^{1}/_{2,5T} = 0,4xRPM$ (Fig.4.40). Tale elemento di cuscinetto tipicamente si guasta criccandosi, generando tale segnale vibrazionale ogni qualvolta il difetto si trovi a transitare nella zona di carico, inducendo un periodico fenomeno di apertura e chiusura della fissurazione. I difetti di gabbia portano spesso a rotture inattese e catastrofiche del cuscinetto, rendendo la diagnostica di tale anomalia molto complessa nella maggior parte delle acquisizioni. Talvolta i picchi generati da difetti di gabbia possono causare elevate ampiezze spettrali che posso indurre a confondere tale effetto con altre tipologie di difetti, quali ad esempio difetti di cinghia (ove presente). Per i motivi qui elencati si rende necessario adottare parametri d'acquisizione ad alta risoluzione spettrale, se possibile avvalendosi anche di tecniche avanzate di trattamento del segnale, per poter predire con buona ripetibilità tale accadimento di guasto. Differentemente da altri picchi spettrali di difetto, le ampiezze accettabili per un

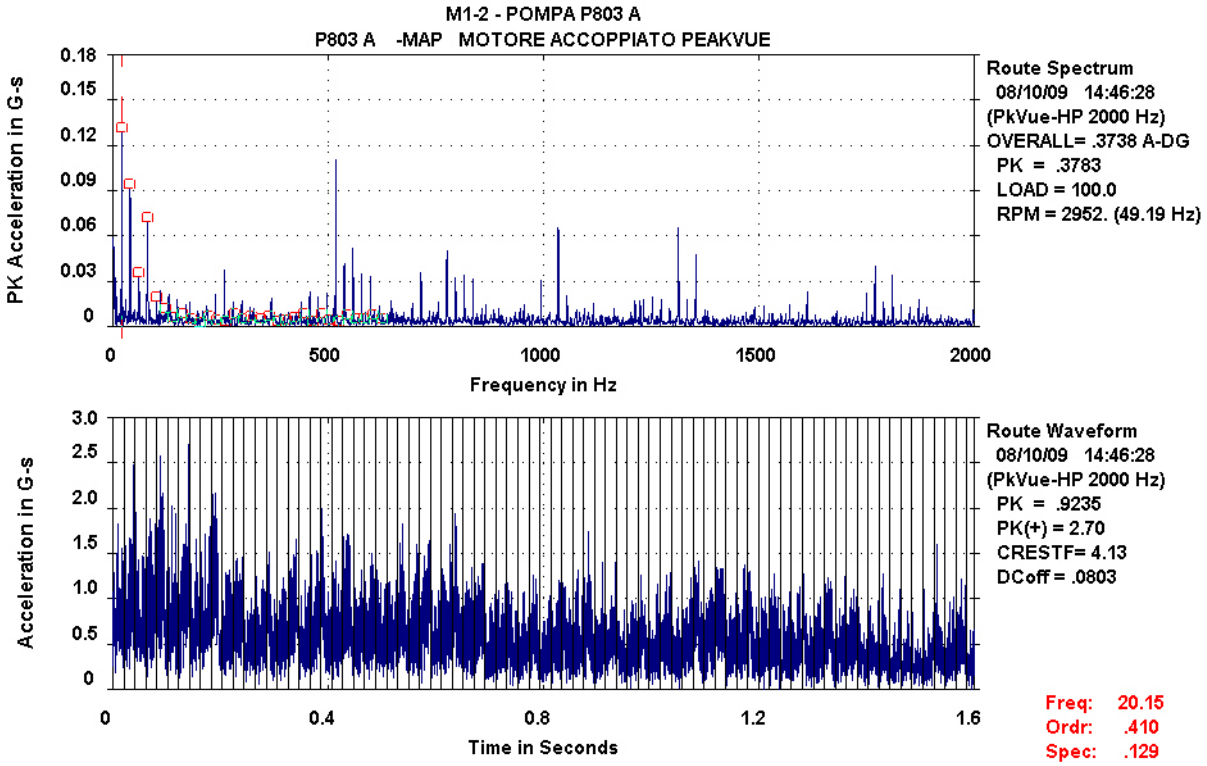


Figura 4.40: FTF e relative armoniche

difetto di gabbia sono molto contenute: indicativamente un problema di tale natura non si apprezzerà in maniera evidente nello spettro derivante da FFT standard, mentre è buona norma richiedere un ispezione del cuscinetto già nel caso in cui l'FTF e relative armoniche siano chiaramente visibili in un acquisizione PeakVue (Ref.4.5.8.5). Difetti di gabbia si accompagnano tipicamente a difetti agli elementi volventi, data la naturale interazione fisica esistente tra tali elementi (Fig.4.44).



Figura 4.41: Difetto di Sfera

4.5.5 Ball Spin Frequency (BSF)

La Ball Spin Frequency (BSF) compare nello spettro in frequenza in concomitanza ad un difetto presente sulla superficie di uno degli elementi volventi (Fig.4.41), siano essi sfere o rulli. Come per gli altri difetti di cuscinetto anche i difetti ai volventi compaiono tipicamente a picchi asincroni rispetto alla frequenza di rivoluzione, che si manifestano come frequenza fondamentale di BSF o 2xBSF con armoniche associate anche di ampiezza elevata. La comparsa della fondamentale a 2xBSF è facilmente giustificabile con il fatto che il difetto sulla superficie dell'elemento volvente può in molti casi impattare 2 volte durante una sua rotazione completa con entrambe le piste interna ed esterna del cuscinetto. Dove si presenta un BSF è comune individuare, oltre alla FTF, anche delle bande laterali attorno alla BSF e alle relative armoniche, distanziate tra loro di una frequenza pari alla frequenza di rivoluzione di gabbia (FTF Sidebands), (Fig.4.43, 4.44). Tale modulazione in ampiezza nel tempo ad $1/T_{FTF}$ è imputabile al trascinamento imposto alle sfere (o ai rulli) dalla gabbia durante il normale funzionamento. Difetti agli elementi volventi sono talvolta caratterizzati da scarsa ripetibilità del fenomeno da una rivoluzione alla successiva, questo perché difficilmente un difetto localizzato su di una sfera si ripresenterà ad ogni rivoluzione nella zona di contatto con le due piste del cuscinetto.

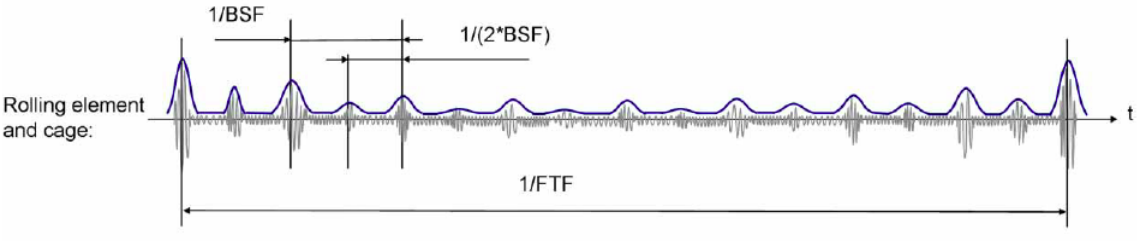


Figura 4.42: Waveform : BSF e FTF

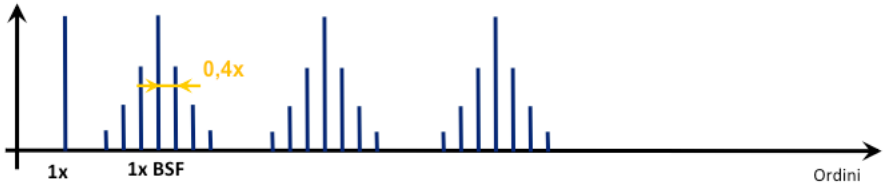


Figura 4.43: BSF : Ball Spin Frequency

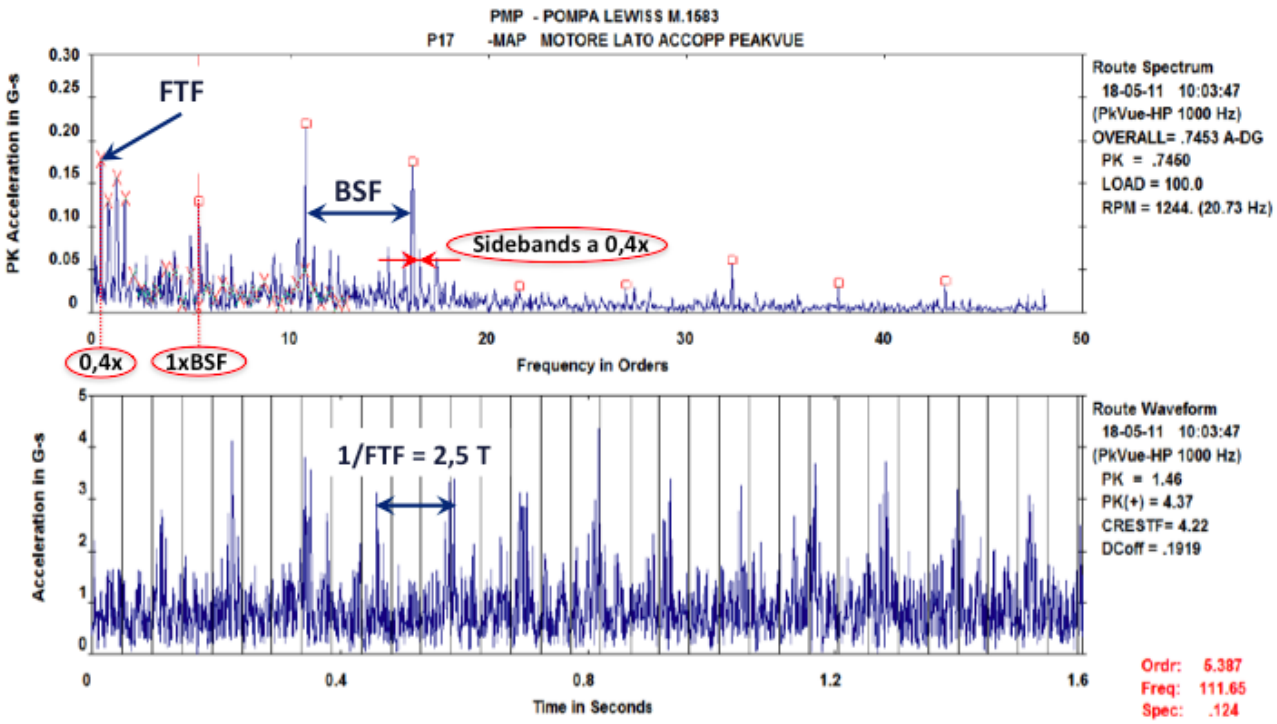


Figura 4.44: FTF ed armoniche, BFS ed armoniche con bande laterali a 0,4x

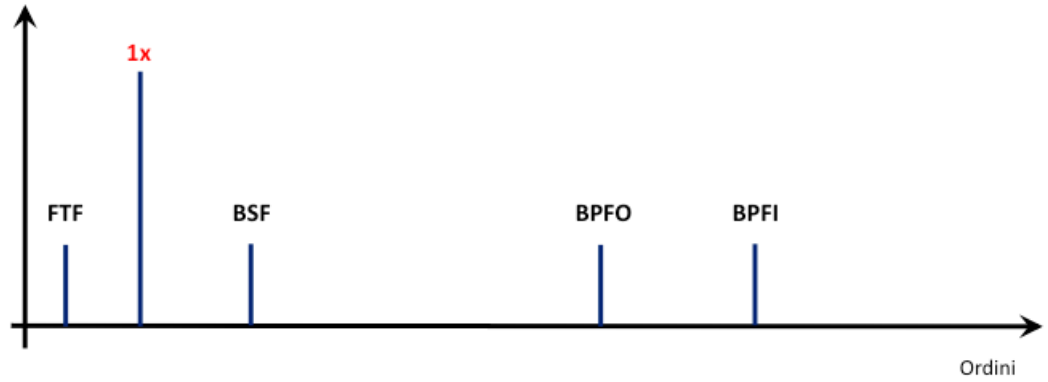


Figura 4.45: Range di Accadimento delle Fault Frequencies di Cuscinetto

4.5.6 Alcune particolarità dei difetti di cuscinetto

Come abbiamo presentato nei paragrafi precedenti una caratteristica che contraddistingue fortemente i difetti di cuscinetto è la loro asincronicità rispetto la velocità di rotazione della macchina. Si osservi peraltro che, a differenza di molti altri difetti quali ad esempio effetti di sbilanciamento o di disallineamento, essi distribuiscono la propria energia in un'ampio range di frequenze, inficiando un'approccio d'analisi globale secondo normativa ISO. Si osservi però che ciascuno dei quattro difetti di cuscinetto eccita frequenze in zone spettrali differenti l'uno dall'altro (Fig.4.45). Come evidenziato precedentemente infatti alla FTF compete un range di frequenze inferiori alla frequenza di rotazione, detto appunto Subarmoniche. Un difetto di pista esterna BPFO comparirà invece alle alte frequenze in un range spettrale ben superiore alla frequenza ad 1x. La BPFI, se presente si allocherà alla destra della BPFO a frequenze superiori, essendo intrinsecamente legata alla velocità angolare della pista interna. Difetti di sfera (BSF) indurranno invece picchi in frequenza con armonica principale disposta in un range compreso tra la 1x e la BPFO.

Esiste un legame formale che correla tra loro fault frequency di $BPFO$ e $BPFI$ e numero di elementi volventi n presenti. Sussistono infatti le seguenti espressioni per la stima di massima di tali frequenze caratteristiche, in mancanza di ulteriori informazioni sulla geometria del cuscinetto

$$BPFI \simeq 0,6 \cdot n \quad [ordini]$$
$$BPFO \simeq 0,4 \cdot n \quad [ordini] \tag{4.22}$$

Può sembrare una semplificazione eccessiva ma in molte applicazioni reali consentono un agevole individuazione delle armoniche principali di BPFI e BPFO. La somma di BPFI e BPFO, espresse in ordini rispetto la velocità di rotazione, dovrà dunque sempre eguagliare il numero di volventi presenti.

$$BPFI + BPFO \simeq n \tag{4.23}$$

Da quanto visto in questa sezione si noti come un approccio d'analisi vibrazionale spettrale permetta di individuare un difetto di cuscinetto pur senza necessariamente conoscerne la geometria esatta, essendo le frequenze caratteristiche di cuscinetto ben differenti dalle altre armoniche di difetto.

4.5.7 Evoluzione di un difetto di cuscinetto

I cuscinetti volventi seguono un iter di danneggiamento progressivo comune che permette di valutare, nota la presenza di un difetto grazie all'individuazione di una o più fault frequency, la vita residua prima di pervenire a rottura. Tipicamente l'evoluzione di un difetto di cuscinetto viene riassunta e classificata in 4 macrofasi: dalla iniziale comparsa del fenomeno alle altissime frequenze ($> 5kHz$) alla traslazione dello stesso via via a frequenze minori fino al cedimento. Tale traslazione del fenomeno armonico da zone di alta a zone di bassa frequenza durante il progredire del danneggiamento, prescindendo dalla natura del difetto (sia esso legato a BPFI, BPFO, BSF o FTF), viene indicato in letteratura tipicamente con il termine *di "broadband energy movement"*.

Si consideri ad esempio il caso di un cuscinetto scarsamente lubrificato. Si rileverà un incremento del rumore alle altissime frequenze, non correlabile ad una o più frequenze ben definite, comunque allocato in una zona spettrale ben superiore al range di frequenze udibili dall'orecchio umano.

Con il peggioramento dello stato di lubrificazione il livello di rumore incrementerà, ma le frequenze associate a tale rumore via via diminuiranno. Il fenomeno si sposterà appunto

via via da zone ad altissima frequenza verso zone ad alta frequenza. Ciò non preclude la possibilità di individuare il fenomeno anche a frequenze inferiori, chiaramente però la sua intensità sarà ben più elevata in tali campi di frequenza.

Il film di lubrificante tra le due superfici si ridurrà dunque fino a condurre al contatto metallo-metallo causando delle "stress wave" impulsive che si propagheranno istantaneamente dal punto di contatto all'intero cuscinetto e di conseguenza all'intera struttura adiacente. Anche nel caso in cui la causa del fenomeno non sia legata a problemi di lubrificazione, ad esempio per la presenza di un difetto localizzato (es.cricca) sulla pista esterna, arriverà comunque il momento nel quel persisteranno componenti random nello spettro legate al contatto metallo-metallo e componenti dotate di una certa periodicità legate agli impatti impulsivi ripetitivi delle sfere .

All'incrementare del danneggiamento si apprezzerà un'incremento progressivo degli impatti metallo-metallo tra le superfici, con conseguente propagazione dei difetti presenti. La vibrazione muterà dunque secondo tre fattori chiave:

1. la vibrazione diverrà sempre più periodica facilitando la comprensione del difetto presente. Come abbia visto infatti ciascun difetto di cuscinetto ecciterà differenti famiglie di armoniche.

2. il fenomeno energetico diminuirà in frequenza causando lo spostamento verso le basse frequenze. Quando il danneggiamento del cuscinetto diviene sensibile la vibrazione entrerà nel campo dell'udibile e potrà essere apprezzata anche nella FFT standard in velocità. A pochi giorni dalla rottura si evidenzieranno anche evidenti zone di aumento localizzato del rumore di fondo, definite nel gergo tecnico heystacks, unitamente ad un generalizzato incremento del rumore di fondo in tutto il range di frequenza.

3. le forze coinvolte incrementeranno in intensità e dunque anche l'ampiezza della vibrazione aumenterà facilitando la detenzione del difetto.

4.5.7.1 Stage One

Allo stadio iniziale (Fig.4.46) il difetto è di entità contenuta: il cuscinetto possiede ancora il 10-20% della propria vita L_{10}. Apprestandosi a rimuovere il cuscinetto in questa

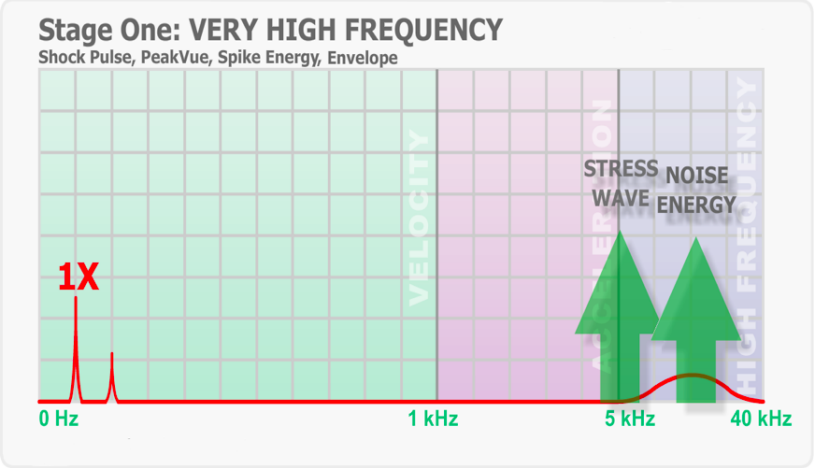


Figura 4.46: Degrado di un Cuscinetto : Stage One

fase, potrebbe non essere visibile alcun difetto, essendo la sua natura predominantemente microscopica sub-superficiale. In tale fase è raccomandabile continuare a monitorare il cuscinetto, prendendo però anche in considerazione le possibili cause alla base del difetto e ponendovi rimedio: lubrificare il cuscinetto, verificare effetti di sbilanciamento e disallineamento, correggere eventuali condizioni di risonanza e così via.

Verranno generate delle stress-waves impulsive nel momento in cui si verifichi il contatto metallo-metallo tra le superfici, nonostante ciò potrebbe presentarsi un fenomeno di tipo random (non periodico) fino al momento in cui i difetti localizzati sub-superficiali non progrediscano. Tecniche di detenzione quali l'emissione acustica ad ultrasuoni, lo Shock Pulse, lo Spike Energy, il PeakVue e tecniche di inviluppo (Ref.4.5.8), possono essere impiegate già a questo stadio. Ciò nonostante la percentuale di successo dipenderà enormemente dal metodo di fissaggio di sensori e dalla scelta dei filtri d'acquisizione.

4.5.7.2 Stage Two

All'avanzare del danneggiamento (Fig.4.47) si avrà un progressivo incremento dei difetti sub-superficiali, con eventuale formazione di cricche e/o particelle d'usura microscopiche. Il fenomeno vibratorio gradualmente cambierà la su natura di conseguenza. Le forze degli impatti cresceranno di intensità, fino ad evidenziare una periodicità del fenomeno. Ora il cuscinetto possiede solamente il 5-10% della sua vita L_{10} residua. nuovamente si dovranno

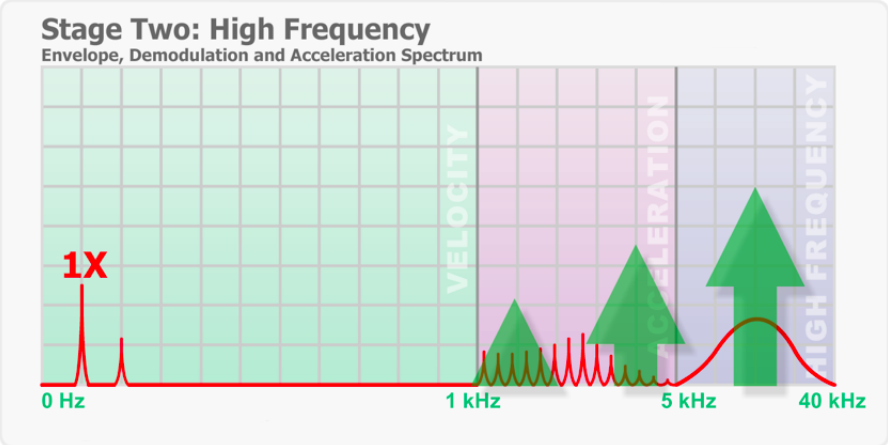


Figura 4.47: Degrado di un Cuscinetto : Stage Two

considerare le possibili cause e controllare lo stato della lubrificazione, si considera inoltre di aumentare l'intervallo di controllo del cuscinetto.

Le tecniche HFD (Hight Frequency Detection) come lo Shock Pulse, lo Spike Energy, il PeakVue e l'eterodine ad ultrasuoni continueranno ad essere efficaci. La demodulazione (inviluppo) continueranno comunque ad essere efficaci con picchi visibili alla frequenze di difetto di cuscinetto (BPFO, BPFI, BSF e FTF in funzione della natura del difetto) con relative armoniche. Le armoniche delle Forcing Frequencies di cuscinetto potrebbero essere visibili anche nello spettro in accelerazione, anche se con ampiezze contenute. Da un'analisi della forma d'onda temporale dovrebbero essere individuabili segni del difetto, in particolar modo per macchine a bassa velocità. Picchi in frequenza nello spettro in velocità non saranno apprezzabili fino al termine di questa seconda fase, quando il danneggiamento sarà più pronunciato.

4.5.7.3 Stage Three

Ora il danneggiamento è nettamente più marcato. In tale fase rimuovendo il cuscinetto si dovrebbe apprezzare chiaramente il difetto. Il cuscinetto dispone ora di meno del 5% della sua vita L_{10}. E' il momento di sostituire il cuscinetto, a meno che il rischio di cedimento possa essere accettato pur di continuare con la produzione. Le tecniche ad alta frequenza continueranno ad indicare la presenza di un difetto, continuando ad evidenziare un trend in crescita del fenomeno; i picchi nello spettro demodulato continueranno a crescere in

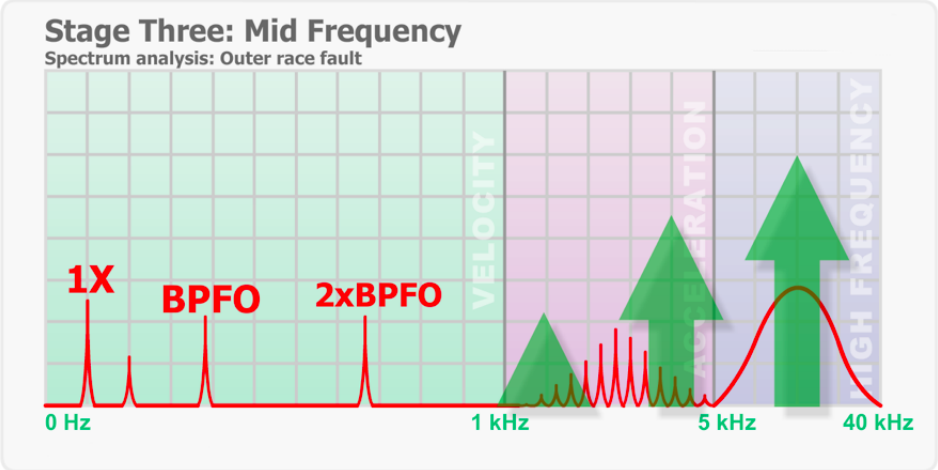


Figura 4.48: Degrado di un Cuscinetto : Stage Three

ampiezza.

Nella fase tre saranno definitivamente apprezzabili i picchi nello spettro in velocità corrispondenti alle frequenze di difetto di cuscinetto (BPFO, BPFI, BSF e FTF) in funzione delle condizioni di danneggiamento esistenti (Fig.4.48).

1. Se siamo in presenza di un difetto di pista esterna si presenteranno armoniche della frequenza di BPFO. Inizialmente tali armoniche potrebbero presentarsi com ampiezze inferiori a quella della fondamentale di BPFO, ma con l'avanzare del difetto incrementeranno in ampiezza fino a superare la BPFO stessa.

2. In presenza di difetti sulla pista interna, si avrà un picco alla frequenza di BPFI. Si avranno poi armoniche di tale frequenza e bande laterali alla velocità di rotazione attorno alla BPFI e alle sue armoniche. Le sidebands compaiono per la presenza di un fenomeno di modulazione in ampiezza della forma d'onda nel tempo. Ogni qualvolta l'area danneggiata della pista interna si troverà difatti a transitare dentro e fuori dalla zona di carico, gli impatti delle sfere aumenteranno e diminuiranno (ad ogni rivoluzione).

3. Se gli elementi volventi fossero danneggiati, potrebbe invece presentarsi un picco alla frequenza di BSF o, come spesso accade, a due volte tale frequenza (poiché i difetto sul volvente impatterà sulla pista interna e sulla pista esterna ad ogni rivoluzione). Ancora una volta avremo le armoniche e la presenza di sidebands, in

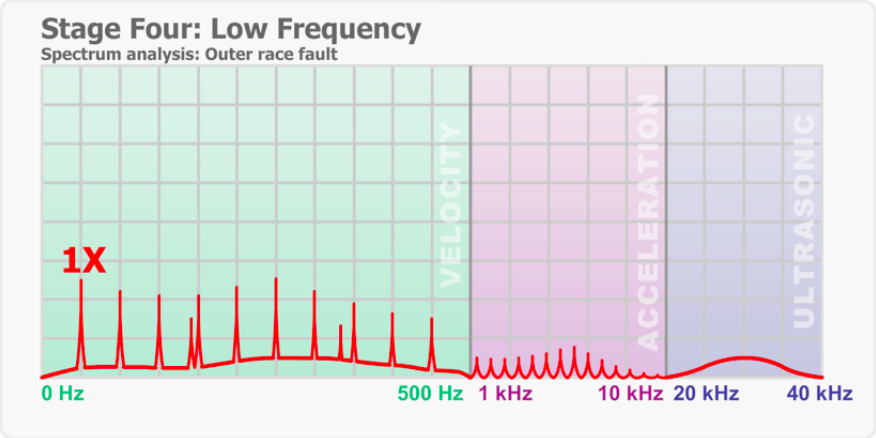


Figura 4.49: Degrado di un Cuscinetto : Stage Four

questo caso però le bande laterali disteranno tra loro di una quota pari alla frequenza di gabbia, poiché ciascuna sfera muove attraverso la zona di carico unitamente alla gabbia.

Da un analisi della forma d'onda temporale si individueranno gli impatti periodici ed eventuali effetti di modulazione, permettendo di confermare quanto evidenziato nello spettro.

4.5.7.4 Stage Four

Ora il cuscinetto è sostanzialmente in condizioni di incipiente cedimento e dovrebbe essere sostituito con urgenza, a meno che non ci si assuma il rischio di pervenire ad una rottura catastrofica lasciandolo in servizio. Nonostante le tecniche ad alta frequenza possano ancora essere impiegate, il cuscinetto andrà incontro a dei sensibili cambiamenti che comporteranno una riduzione delle vibrazioni ad alta frequenza, causando un forte abbattimento dei livelli individuabili tramite Shock Pulse e Spike Energy.

All'avanzare del danneggiamento, si presenteranno tutta una serie di eventi:

1. per effetto dell'usura le geometrie potrebbero aver subito un forte smussamento, concorrendo nell'abbattimento delle componenti energetiche ad alta frequenza;

2. il danneggiamento è ora così avanzato che il fenomeno vibratorio perde parte della sua periodicità. Potrebbero infatti non essere più facilmente distinguibili i picchi alle frequenze caratteristiche di difetto del cuscinetto. Tali picchi andranno via via a

diminuire fortemente, con la comparsa invece di picchi apparentemente casuali ed un aumento generalizzato del rumore di fondo. Ciò è vero sia per lo spettro in velocità che per lo spettro demodulato;

3. con il progredire dell'usura generalizzata del cuscinetto in questo stadio si avrà via via un aumento del gioco presente tra gli elementi del cuscinetto. Di conseguenza si apprezzerà un incremento della frequenza di rotazione (1x) e la comparsa delle relative armoniche;

4. al quarto stadio il valore globale RMS incrementerà sensibilmente. Per la natura del livello globale, in accordo alle normative ISO, sarà influenzato solamente dalle vibrazioni inferiori a 1000 Hz, per cui esso sarà insensibile ai danneggiamenti di cuscinetto durante le prime tre fasi.

Osservazioni Si osservi che nella presente trattazione abbiamo discusso il degrado di un cuscinetto ipotizzando il processo come progressivo e continuo. Tale assunzione potrebbe essere fatta solamente nel caso in cui tutti i difetti nascessero e sviluppassero alla stessa maniera, con un graduale deterioramento delle condizioni del cuscinetto. Tale evoluzione differisce dunque da molti accadimenti reali:

- vi sono vari modi in cui un cuscinetto può giungere a rottura: formazione di cricche, sfaldamento, brinellatura o falsa brinellatura, abrasione, usura, ruggine, passaggio di corrente elettrica, smerigliatura. Per taluni modi di guasto, può verificarsi un rapido degrado della condizioni del cuscinetto e portando in pochissimo tempo direttamente al quarto stadio.

- al progredire del difetto di un cuscinetto, in funzione del meccanismo del danneggiamento presente, vi sarà un momento nel quale si avrà nucleazione di cricche, formazione di particelle di usura e così via. In tale momento la caratteristica vibrazionale e le relative ampiezze potrebbero cambiare. Gli elementi volventi impatteranno ora con dei profili spigolosi, e/o con particelle metalliche. Acquisendo ora una rilevazione delle vibrazioni presenti si potrebbe ipotizzare uno stato molto avanzato di difetto. Ciò nonostante il progressivo impattare degli elementi volventi può portare ad uno smussamento delle irregolarità e ad un arrotondamento dei profili, inoltre le particelle metalliche presenti potrebbero venire asportate dal fluido lubrificante. La vibra-

zione cambierà quindi di conseguenza, evidenziando un apparente miglioramento delle condizioni del cuscinetto. Quindi può presentarsi nella realtà l'accadimento di un difetto nello spettro in frequenza con andamento non progressivo nel tempo.

4.5.8 Tecniche avanzate di individuazione dei difetti di cuscinetto

Nel tempo sono state sviluppate alcune tecnologie che possono essere utilizzate con successo per individuare la presenza di difetti di cuscinetto. Vogliamo in questa sezione presentarle brevemente:

4.5.8.1 Airborn ultrasound

Noto anche con il nome di Acustic Emission permette di monitorare le vibrazioni ad alta frequenza (sopra il campo dell'udibile) emesse dal cuscinetto, sia attraverso una lettura in dB che può essere trendizzata, sia attraverso l'ascolto in cuffia del suono "eterodinizzato" al fine di renderlo udibile all'orecchio umano. Se il cuscinetto si trova in buone condizioni il suono emesso dovrebbe risultare ovattato e regolare. Nel caso in cui il suono risulti invece acuto ed irregolare il cuscinetto potrebbe essere in condizioni di scarsa lubrificazione o risultare danneggiato. Questa è una tecnologia semplice, di facile introduzione e può quindi essere impiegata frequentemente al fine di individuare anomalie analizzabili poi più nel dettaglio tramite analisi vibrazionale. Tale metodologia può risultare molto efficace durante le rotte di ingrassaggio, per evitare sovraingrassaggi deleteri.

4.5.8.2 Shock Pulse Method: SPM®

SPM Company sviluppò negli anni '60 un sensore di vibrazioni che risuonava con buona ripetibilità approssimativamente attorno ai 30kHz. Nel caso di una inadeguata lubrificazione, e nei primissimi stadi di degrado del cuscinetto il sensore si troverà in condizioni di risonanza. Il livello globale della componente vibratoria a tali frequenze viene monitorato, in modo da evidenziare eventuali picchi indotti dal contatto metallo-metallo. Se il sensore è correttamente montato lo SPM può indicare la natura dei problemi di lubrificazione e a severità del difetto di cuscinetto. Può inoltre essere impiegato in maniera similare alle tecniche di inviluppo, analizzando spettro e forma d'onda per analisi più dettagliate.

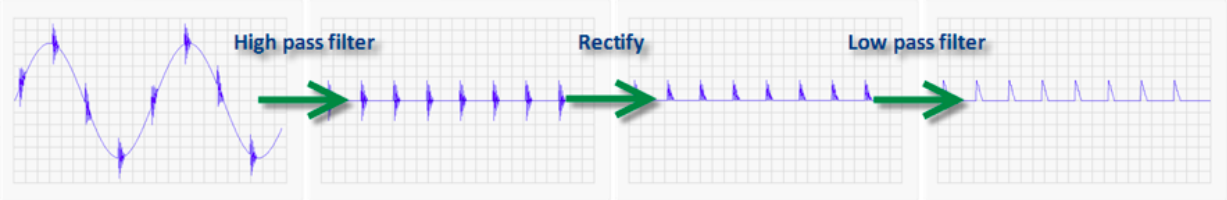


Figura 4.50: Demodulazione

4.5.8.3 Spike Energy™

Sviluppato nel 1970 da IRD Mechanalysis (compagnia acquisita prima da Entek poi da Rockwell), il metodo Spike Energy sfrutta la risonanza di montaggio dell'accelerometro in maniera similare allo Shock Pulse Method. La vibrazione acquisita dal sensore, filtrata attorno alla frequenza di risonanza viene processata da un algoritmo che ne mantiene il livello di picco così che la lettura in gSE (g Spike Energy) possa essere posta a trend. In aggiunta un diagramma spettrale e una forma d'onda temporale possono essere visualizzate in maniera similare alla classica demodulazione. E' di fondamentale importanza che per ogni misurazione venga sempre impiegato lo stesso sensore, essendo la lettura dell'ampiezza intrinsecamente legata ad esso.

4.5.8.4 Enveloping and Demodulation

Tali due definizioni vengono impiegate essenzialmente per descrivere lo stesso processo che viene utilizzato per due funzioni principali: rimuovere le componenti vibrazionali a bassa frequenza ed alta ampiezza (che altrimenti coprirebbero le contenute ampiezze delle vibrazioni di cuscinetto), e convertire gli impatti ad alta frequenza in un segnale a bassa frequenza così da consentire l'analisi della forma d'onda e dello spettro. Più precisamente l'algoritmo di lavorazione del segnale effettua prima un filtro passa-alto per estrapolare il segnale associato al difetto di cuscinetto, quindi rettifica tale segnale portando tutto in positivo ed infine applica un filtro passa-basso ottenendo così il cosiddetto segnale di inviluppo (Fig. 4.50). Lo spettro di inviluppo conterrà esclusivamente rumore nel caso in cui non siano presente difetti di cuscinetto, e picchi (con relative armoniche) alle Forcing Frequencies di cuscinetto nel caso in cui esista il difetto.

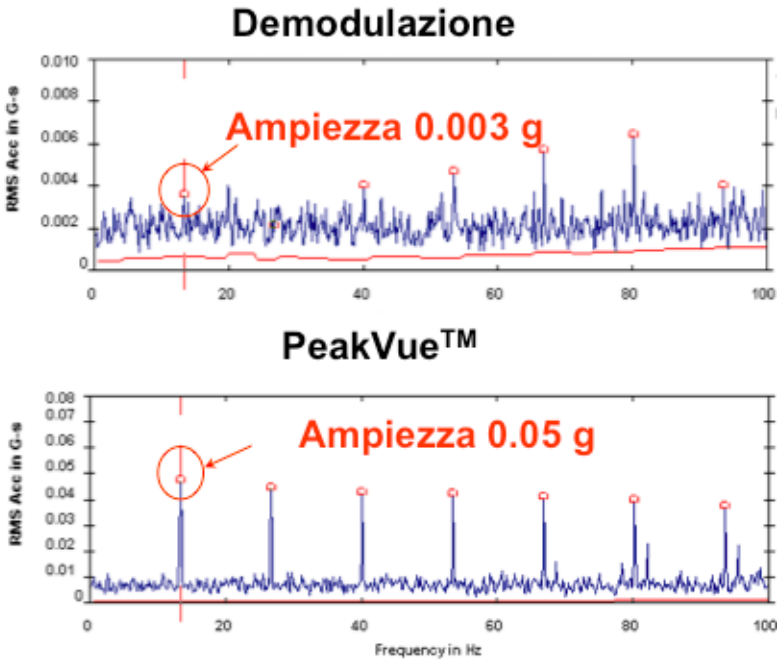
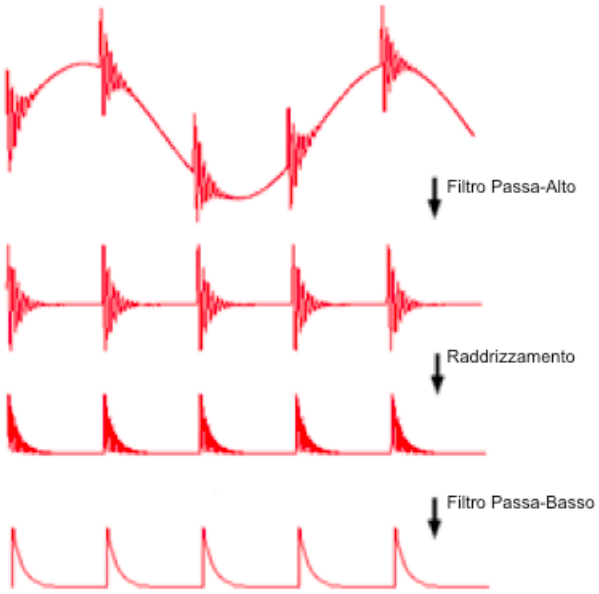


Figura 4.51: Confronto Demodulazione - PeakVue

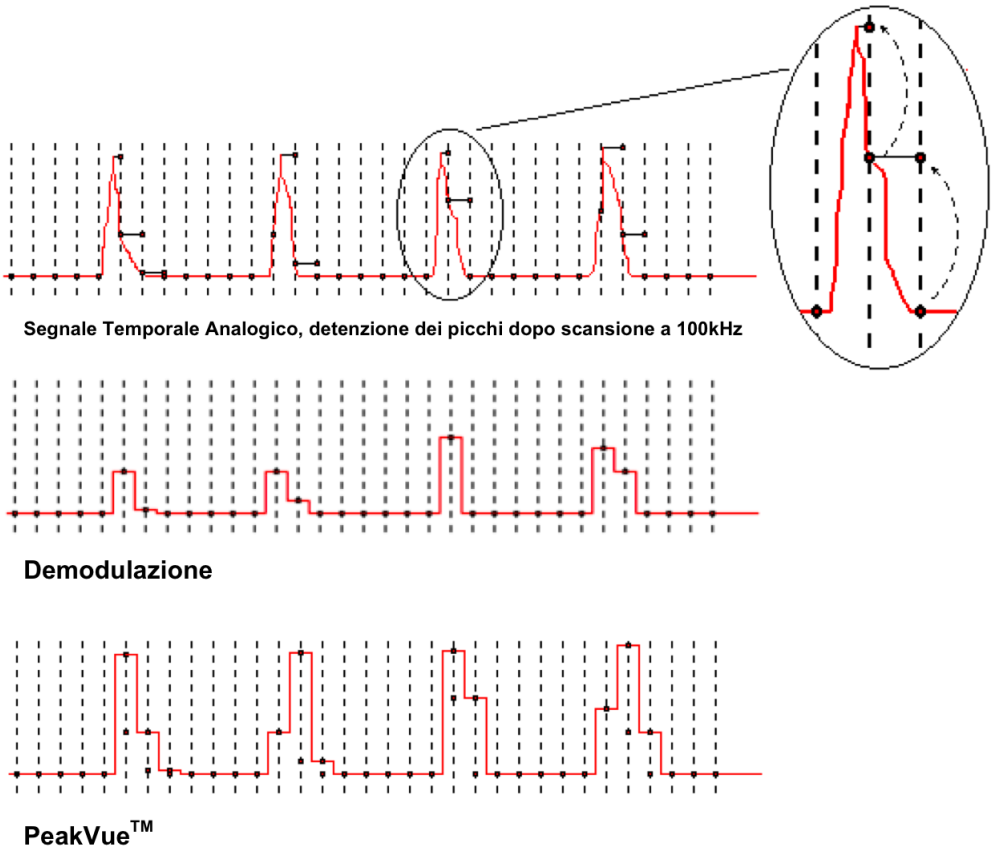
4.5.8.5 PeakVue®

La metodologia PeakVue, sviluppata da CSI (Emerson Process Management), permette di acquisire uno spettro ed una forma d'onda particolari che consentono di identificare difetti di cuscinetto allo stadio iniziale. Tale metodo non sfrutta la risonanza di montaggio del sensore, e possiede un'importante differenza che lo contraddistingue dalle tecniche di demodulazione. Il segnale analogico proveniente dal sensore viene infatti trattato in maniera similare ad una demodulazione standard (con filtro passa-alto, raddrizzamento e filtro passa-basso) e dunque campionato ad altissima frequenza (100kHz). In ciascuna finestra temporale durante il campionamento viene mantenuto il valore maggiore presente (Fig.4.52b), al fine di evidenziare tutte le informazioni contenute nel segnale. In figura 4.51 abbiamo riportato la differenza qualitativa ottenibile con semplice demodulazione del segnale e tramite PeakVue; si osservi come in questo secondo caso il difetto risulti molto più evidente e con rapporto segnale/rumore più elevato.

Utilizzando un algoritmo PeakVue, la forma d'onda e lo spettro risultante si presenteranno all'analista in maniera differente da una FFT standard evidenziando per l'appunto fenomeni vibrazionali periodici ad ampiezza molto contenuta, come i difetti di cuscinetto



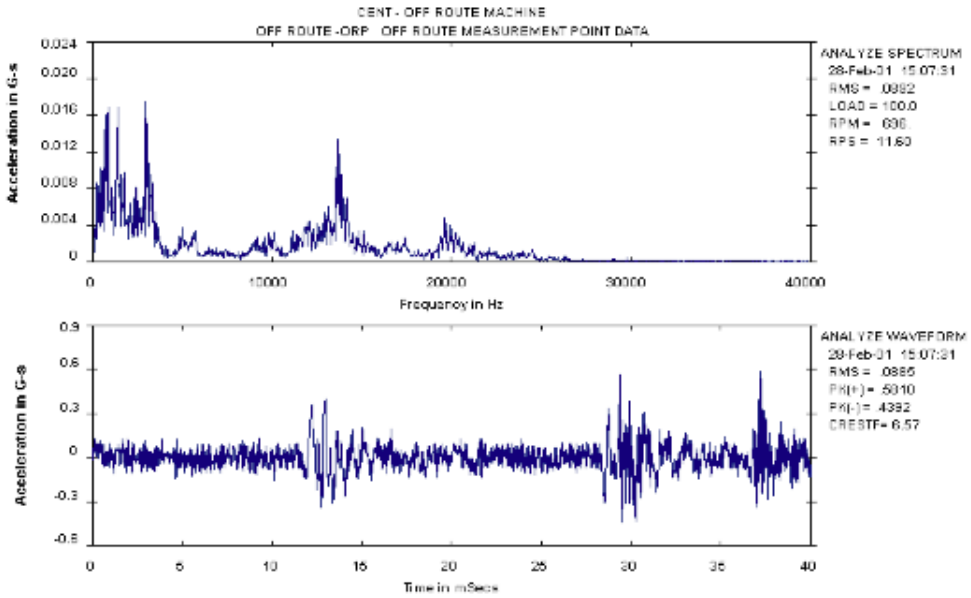
(a) Demodulazione del segnale



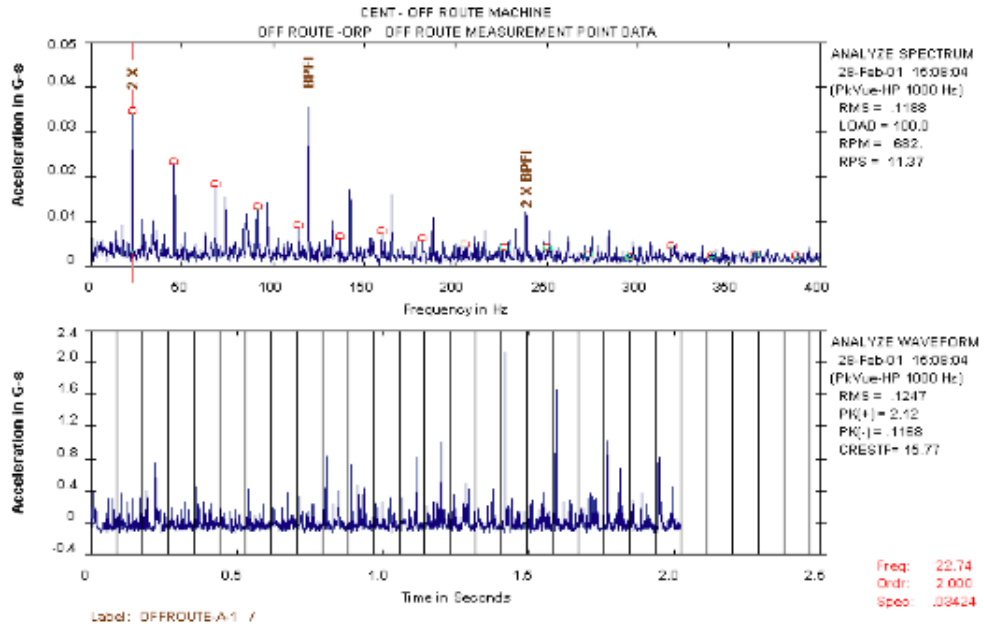
(b) Campionamento a 100kHz

Figura 4.52: Algoritmo PeakVue

e di ingranaggio o come i segnali provenienti da macchine a bassa velocità di rotazione, altrimenti non distinguibili con una acquisizione standard. A tal proposito si osservi il confronto di figura 4.53 ove lo stesso segnale è stato direttamente trasformato con FFT, in fig.4.53a, e processato tramite algoritmo PeakVue in fig.4.53b evidenziando un problema di cuscinetto. Il PeakVue risulta particolarmente efficace in applicazioni ad alta e a bassa velocità e rispetto a metodi quali lo SPM e lo SE consente di discriminare difetti di cuscinetto da effetti elettrici, che sovente compaiono in alta frequenza causando un incremento del livello di vibrazione. In figura 4.54 vediamo l'evoluzione di un difetto di cuscinetto in tre acquisizioni PeakVue a cadenza semestrale su di un ventilatore industriale.



(a) Normal Spectrum and Waveform



(b) PeakVue Spectrum and Waveform

Figura 4.53: Spectrum and Waveform - Confronto FFT standard e PeakVue

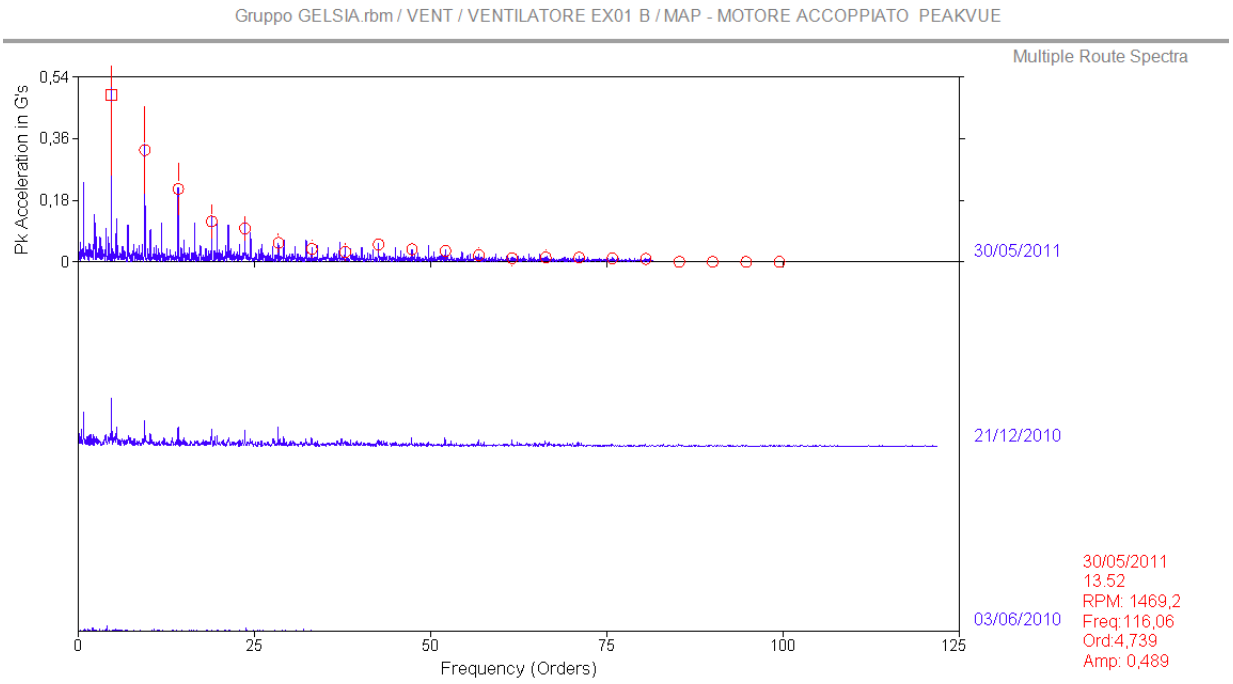


Figura 4.54: Evoluzione di un difetto di pista esterna sul cuscinetto di un ventilatore

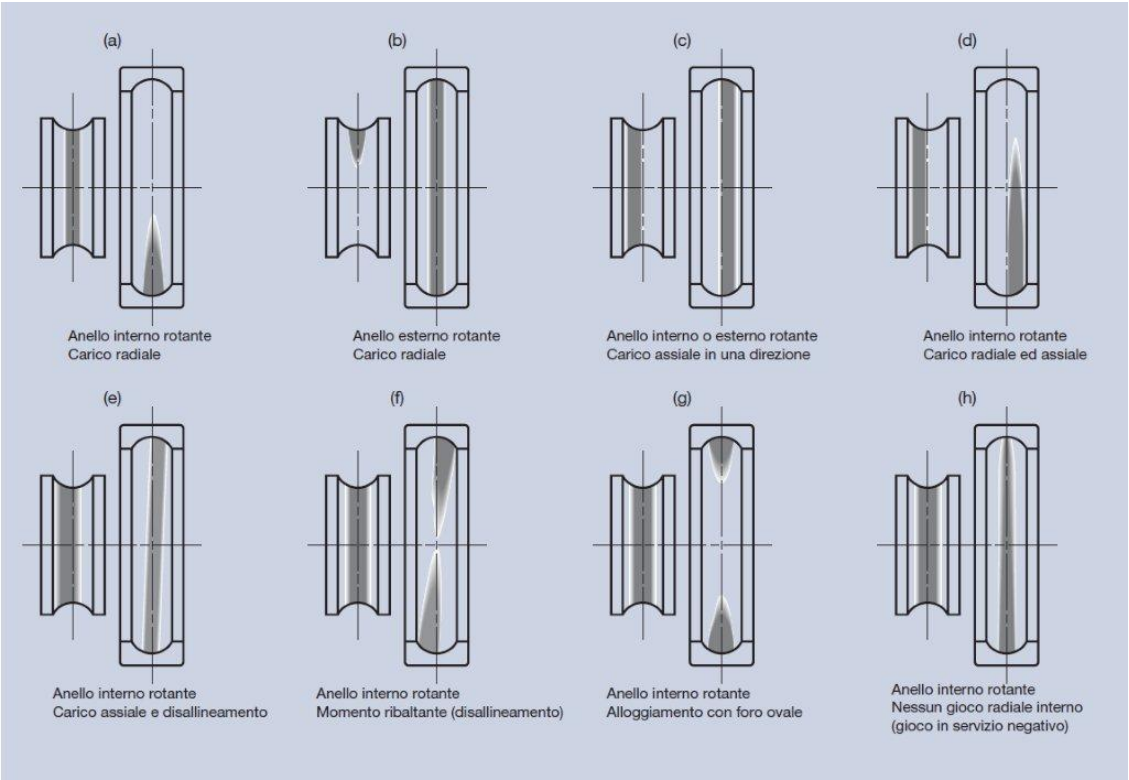


Figura 4.55: Tracce di rotolamento più comuni nei cuscinetti radiali rigidi a sfere

4.5.9 Meccanismi di danneggiamento dei cuscinetti volventi

Quando il cuscinetto ruota, le piste di rotolamento dell'anello interno e dell'anello esterno entrano in contatto con i corpi volventi. Per questo motivo, la superficie dei corpi volventi e delle piste di rotolamento diventa più scura o più chiara nel punto di convergenza. È normale che ci siano tracce sulla pista di rotolamento e la forma e l'estensione di questo fenomeno forniscono indicazioni utili riguardanti le condizioni di carico. Da un esame attento delle tracce di rotolamento, è possibile capire se il cuscinetto è stato sottoposto ad un carico radiale, assiale, ad un momento ribaltante o se la rigidezza dell'alloggiamento ha subito forti variazioni. Si possono anche rilevare eventuali carichi non previsti a progetto, errori di montaggio o altro che permettono di comprendere le cause effettive del cedimento del cuscinetto.

Nella Figura 4.55 sono mostrate alcune tracce di rotolamento tipiche di cuscinetti radiali rigidi a sfere:

1. da (a) a (d) sono illustrate alcune tracce di rotolamento più comuni dovute a carico radiale e/o carico assiale. Le tracce di rotolamento cambiano a secondo che il carico sia applicato sull'anello interno od esterno, ed in base alle condizioni di carico;
2. (e) mostra le tracce di rotolamento con un albero inclinato a causa di un errore di allineamento;
3. (f) è una traccia di rotolamento da momento ribaltante;
4. (g) è una traccia di rotolamento in un alloggiamento con forma ellittica ed una scarsa precisione del diametro interno;
5. (h) è la traccia di rotolamento di un cuscinetto con un gioco interno insufficiente.

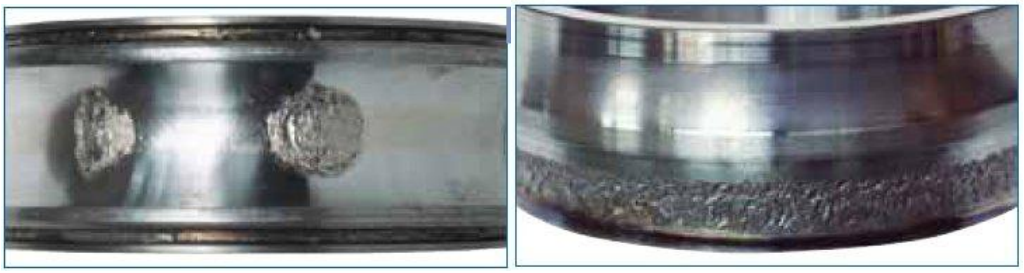
Tracce di rotolamento come quelle da (e) ad (h) provocano spesso il cedimento del cuscinetto e devono essere valutate con attenzione.

4.5.9.1 Sfaldamento

Anche se lo sfaldamento su un cuscinetto appare inizialmente molto limitato, in poco tempo si estende notevolmente (Figura 4.56a). Non è facile capire se lo sfaldamento è dovuto all'invecchiamento del cuscinetto, che subisce inevitabilmente questo fenomeno nel normale funzionamento, oppure ad un carico anomalo. Inoltre, a differenza di altre tipologie cedimenti, lo sfaldamento è spesso causato da interazioni complesse fra lubrificazione, carico e vibrazioni; pertanto è difficile individuarne una singola causa. Tuttavia, poiché le probabilità di cricche premature sono bassissime quando il cuscinetto viene usato con lubrificazione ottimale e carichi normali, è opportuno analizzare la lubrificazione e l'entità del carico come possibile cause del danneggiamento. La Figura 4.56b mostra uno sfaldamento allo stadio iniziale su un solo lato di un cuscinetto radiale orientabile a rulli, dovuto ad un carico assiale eccessivo. Oltre al carico anomalo, le cause di sfaldamento possono essere disallineamento, errori nella scelta del gioco del cuscinetto, problemi di lubrificazione ed una scarsa precisione dell'alloggiamento.

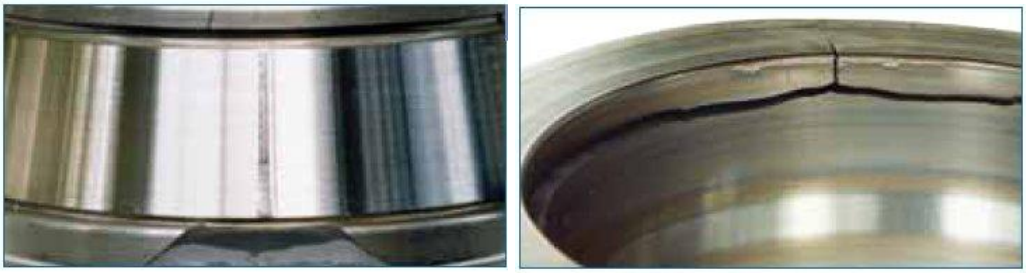
4.5.9.2 Cricche e rotture

La Figura 4.57a mostra una cricca dell'orletto di ritegno dell'anello interno di un cuscinetto a rulli conici. Questo fenomeno si verifica quando il cuscinetto è soggetto ad un carico



(a) (b)

Figura 4.56: Sfaldamento



(a) Rottura (b) Cricca

Figura 4.57: Cricche e Rotture

assiale anomalo o ad un carico d'urto, oppure quando viene applicata una forza anomala sull'orletto di ritegno in fase di montaggio o smontaggio del cuscinetto. La cricca può essere dovuta all'applicazione di un carico d'urto molto intenso (Figura 4.57b) e ad interferenza eccessiva. Se il cuscinetto è supportato solo dai due bordi dell'anello esterno, può fratturarsi lungo il piano assiale e, nel punto in cui si verifica uno slittamento fra l'anello interno/esterno e l'albero/alloggiamento, si formerà una cricca in direzione perpendicolare alla direzione di slittamento. Questo fenomeno viene rilevato in caso in cui l'anello interno è accoppiato con gioco con l'albero, producendo così strisciamento.

4.5.9.3 Brinellatura

La brinellatura delle piste di rotolamento può verificarsi in seguito a manipolazione incauta o montaggio errato del cuscinetto, ingresso di particelle contaminanti o carico d'urto elevato applicato quando il cuscinetto è stazionario. Questo danneggiamento si manifesta sulla spalla della gola della pista di rotolamento. Inoltre, un danneggiamento simile alla



Figura 4.58: Falsa Brinellatura



(a) Abrasione sull'orletto di un cuscinetto orientabile a rulli

(b) Abrasione sull'estremità dei rulli

Figura 4.59: Abrasione

brinellatura può essere provocata da abrasione sulla zona di contatto fra i corpi volventi e la pista di rotolamento, a causa di vibrazioni o movimenti oscillatori. Questo fenomeno, detto anche "falsa brinellatura", si riscontra frequentemente laddove il cuscinetto è già montato sulla macchina e quest'ultima viene trasportata in maniera non adeguata (Figura 4.58).

4.5.9.4 Abrasione

In un cuscinetto a rulli si verificano cedimenti sulla superficie dell'orletto o all'estremità dei rulli in seguito all'accumulo di piccoli grippaggi dovuti a lubrificazione insufficiente o detriti sulla superficie dell'orletto o sull'estremità dei rulli, prima che i grippaggi si verifichino sulla superficie di rotolamento (Figura 4.59a e 4.59b). Pertanto il danneggiamento si manifesta sulla superficie dell'orletto di ritegno o sull'estremità del rullo, prima di manifestarsi sulla superficie di rotolamento.

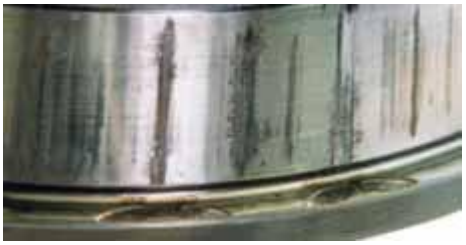


Figura 4.60: Usura



Figura 4.61: Ruggine

4.5.9.5 Usura

I fattori che conducono all'usura sono l'ingresso di detriti, la lubrificazione insufficiente ed un lubrificante inadeguato (Figura 4.60), oppure l'infiltrazione d'acqua che provoca un'usura corrosiva sulla superficie di strisciamento o di rotolamento. Inoltre, la superficie dell'albero può essere soggetta ad abrasione da strisciamento dovuta a montaggio inadeguato.

4.5.9.6 Ruggine

La ruggine all'interno del cuscinetto si forma in seguito all'infiltrazione di umidità o all'uso di un lubrificante inadeguato. La Figura 4.61 mostra un esempio di ruggine causata da lubrificazione insufficiente dovuta all'infiltrazione di umidità. Sulla superficie dell'albero può comparire polvere abrasiva rossastra, marrone o nera, fra albero/alloggiamento ed anello interno/esterno. L'ossido si forma per ossidazione della superficie dell'albero dovuta al minimo slittamento fra albero/alloggiamento ed anello interno/esterno che si verifica quando il contatto fra le due parti è insufficiente, spesso nelle zone soggette a vibrazioni o carichi elevati. Questo fenomeno, conosciuto come usura da strisciamento (o corrosione da contatto), può sembrare simile alla ruggine.



Figura 4.62: Passaggio di corrente elettrica

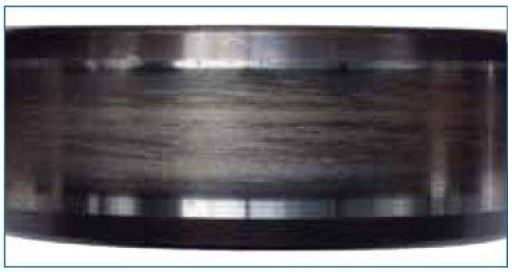


Figura 4.63: Smerigliatura

4.5.9.7 Passaggio di corrente elettrica

Quando un cuscinetto viene attraversato da una corrente elettrica, l'area di contatto fra l'anello interno/esterno ed il corpo volvente subisce una fusione localizzata generata dallo scoccare di un arco elettrico attraverso il sottilissimo velo d'olio, formando scanalature od ondulazioni. Nei casi più estremi, queste scanalature possono apparire come una superficie a crateri o con striature irregolari (Figura 4.62). Quando questi danneggiamenti sono molto estesi, provocano effetti di sfaldamento o compromettono la durezza della superficie della pista di rotolamento, determinando una conseguente abrasione e sfaldamento precoce.

4.5.9.8 Smerigliatura

La smerigliatura è un danneggiamento superficiale che si verifica fra la superficie della pista e la superficie dei corpi volventi durante il funzionamento, indotta da una sequenza di piccoli grippaggi dovuti alla rottura del film d'olio e/o a fenomeni di strisciamento. La superficie danneggiata diventa rugosa in seguito all'accumulo di piccole adesioni, come mostrato in Figura 4.63. In tal caso si rende necessario controllare il lubrificante e verificare il metodo di lubrificazione.



Figura 4.64: Rotazione degli anelli

4.5.9.9 Rotazione degli anelli

Lo scorrimento degli anelli è un fenomeno che induce uno strisciamento relativo in corrispondenza delle superfici di accoppiamento (tra il foro dell'anello interno e l'albero, oppure tra la superficie esterna dell'anello esterno e l'alloggiamento), creando un accoppiamento più lasco. Una superficie soggetta a scorrimento assume un aspetto lucido o fumoso, con occasionali manifestazioni di abrasione o usura. La Figura 4.64 mostra un esempio di questo danneggiamento. Verificare l'interferenza delle superfici di accoppiamento ed il serraggio laterale dell'anello esterno è utile a prevenire lo scorrimento. Per prevenire abrasione e/o usura, bisogna lubrificare le superfici tra il cuscinetto e l'albero/alloggiamento.

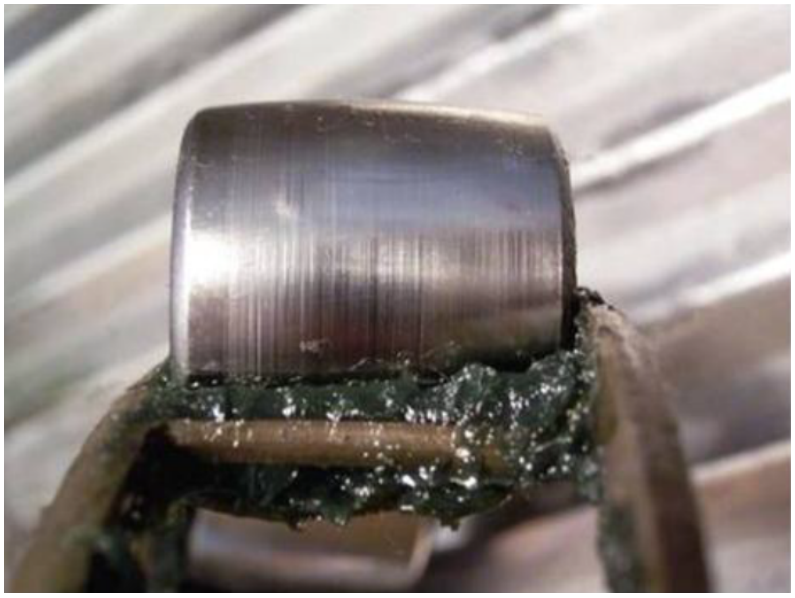


Figura 4.65: Problemi di lubrificazione

4.6 Lubrificazione

Come abbiamo visto nel corso di questa trattazione, tra le più soventi cause di guasto alla base di una grande famiglia di difetti troviamo cattive pratiche di LUBRIFICAZIONE ed ingrassaggio (Fig.4.65). Molto spesso infatti si procede alla lubrificazione periodica dei supporti su logiche manutentive preventive, senza valutare l'effettivo stato di salute del componente. Tale attività viene per di più spesso lasciata all'esperienza del manutentore che per convenzione apporta una o più "pompate" di grasso lubrificante, rischiando in molti casi di sovraingrassare il cuscinetto. Proprio il problema del sovraingrassaggio costituisce tutt'oggi una delle principali cause di cattiva manutenzione, essendo tale fenomeno causa di un forte surriscaldamento del cuscinetto con conseguente rapido degrado della sua funzionalità. In figura 4.66 sono chiaramente visibili i segni d'usura presenti sia sulla pista interna che sui rulli volventi provocati dallo slittamento generato in un cuscinetto sovraingrassato e posto in opera solamente per poche ore ad alta velocità.

E' dunque necessario identificare per ogni supporto il corretto tipo di grasso, le quantità e gli intervalli di sostituzione ottimali. Le caratteristiche del lubrificante e l'utilizzo del grasso corretto sono fondamentali per il buon funzionamento di una macchina rotante. Va inoltre posta particolare attenzione in fase di revisione della lubrificazione della macchina:

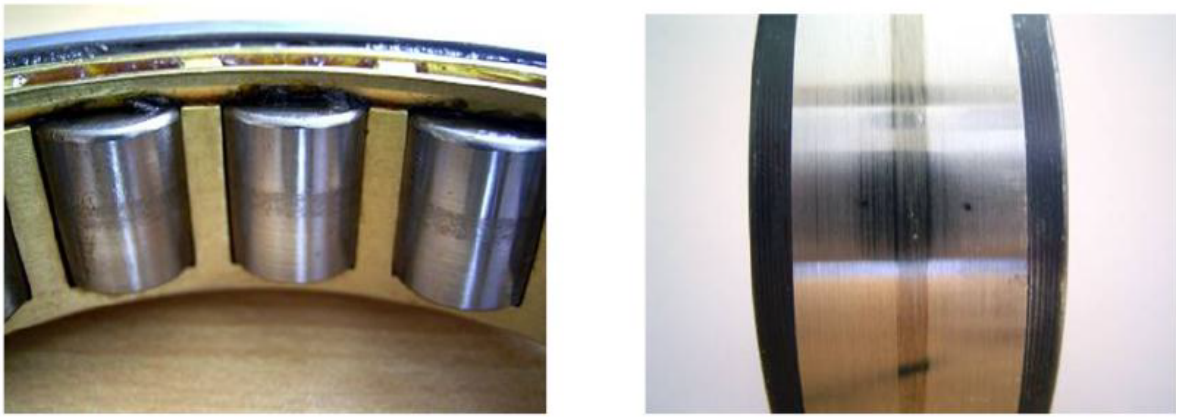


Figura 4.66: Sovraingrassaggio dei cuscinetti

è necessario identificare il grasso precedentemente utilizzato e verificare che il lubrificante che si intende utilizzare sia compatibile con il precedente. L'utilizzo congiunto di grassi non compatibili porta a disgregazioni dei grassi con perdita di capacità chimiche e fisiche ed un comportamento irregolare degli organi così lubrificati.

Esistono in letteratura dei diagrammi empirici che permettono la stima del corretto intervallo di lubrificazione, e per decenni hanno costituito le fondamenta di ogni campagna di manutenzione preventiva (Fig.4.67). Negli anni sono poi state sviluppate delle formule, sempre su base empirica, in grado di considerare molti altri fattori che concorrono al degrado della lubrificazione preesistente, via via integrando tra tali variabili misurabili anche caratteristiche tipicamente individuabili attraverso rotte di diagnostica predittiva. Molto utile, per valutare la qualità dell'ingrassaggio effettuato è l'impiego di tecniche ad ultrasuoni, per appurare l'apporto della corretta quantità di grasso.

Un altro grosso problema ricorrente nei guasti di cuscinetto legati alla lubrificazione è dato dall'inclusione acquosa o di particelle estranee nel film apportato al supporto, spesso indotti da una cattiva gestione dei lubrificanti e da noncuranza dei punti d'ingrassaggio. In figura 4.68a e 4.68b sono riportato rispettivamente un caso di contaminazione acquosa del grasso lubrificante e un problema d'inclusione di particolato.

Attraverso l'analisi vibrazionale spettrale siamo in grado di valutare con precisione lo stato di salute dei supporti evidenziando carenze o eccessi di lubrificazione, richiedendo quindi l'intervento solamente a valle dell'individuazione del difetto, prevenendo danneggiamenti dei cuscinetti e ingrassaggi errati. Nello spettro un problema di cattiva lubrifica-

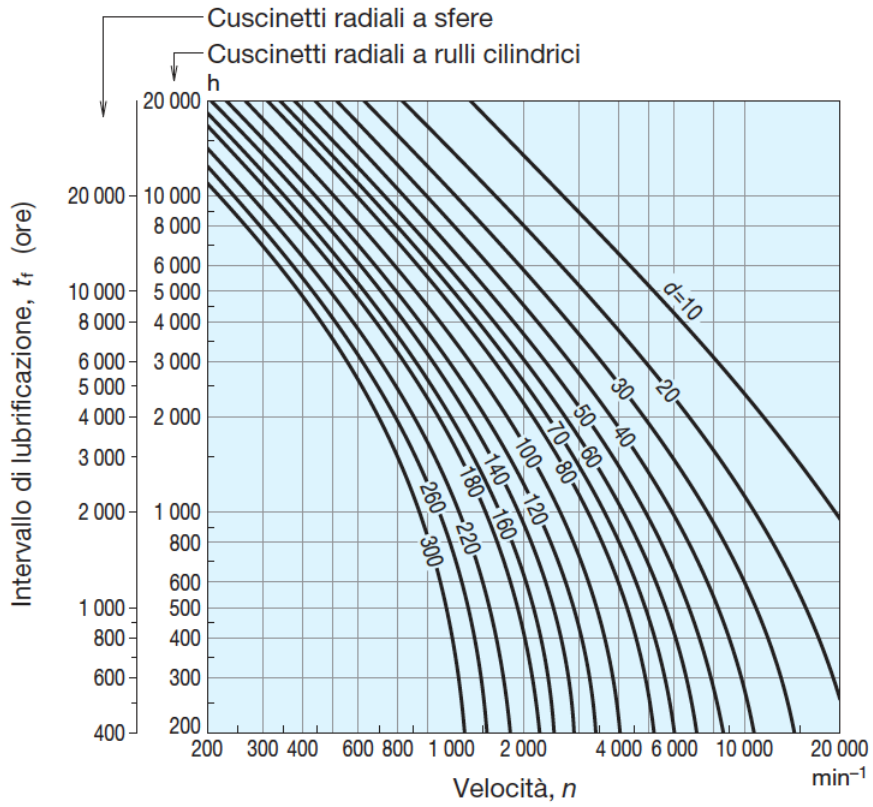


Figura 4.67: Diagramma per la stima del corretto intervallo di lubrificazione



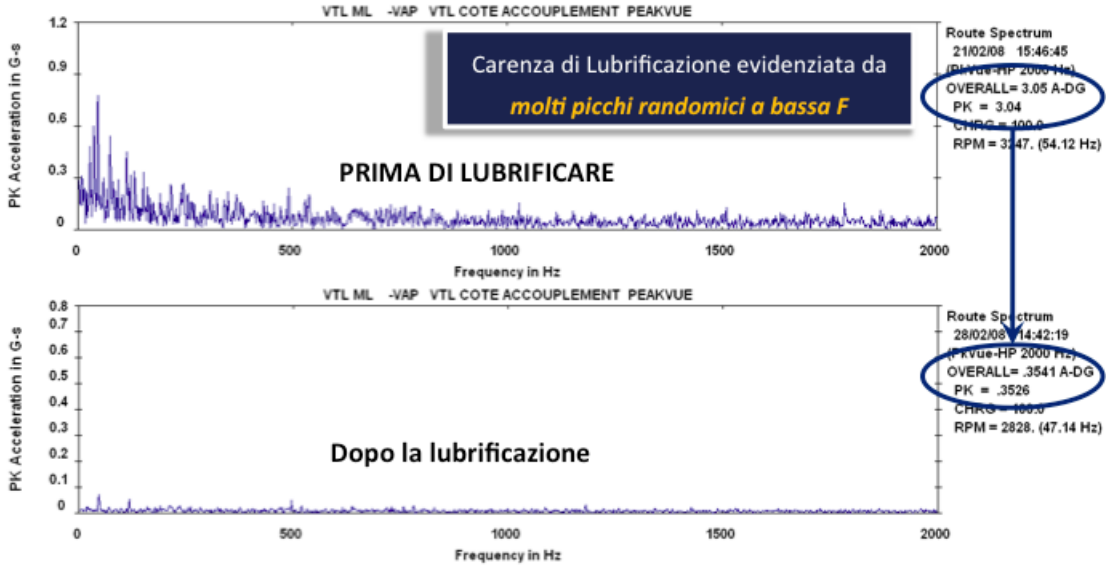
(a) Contaminazione Acquosa



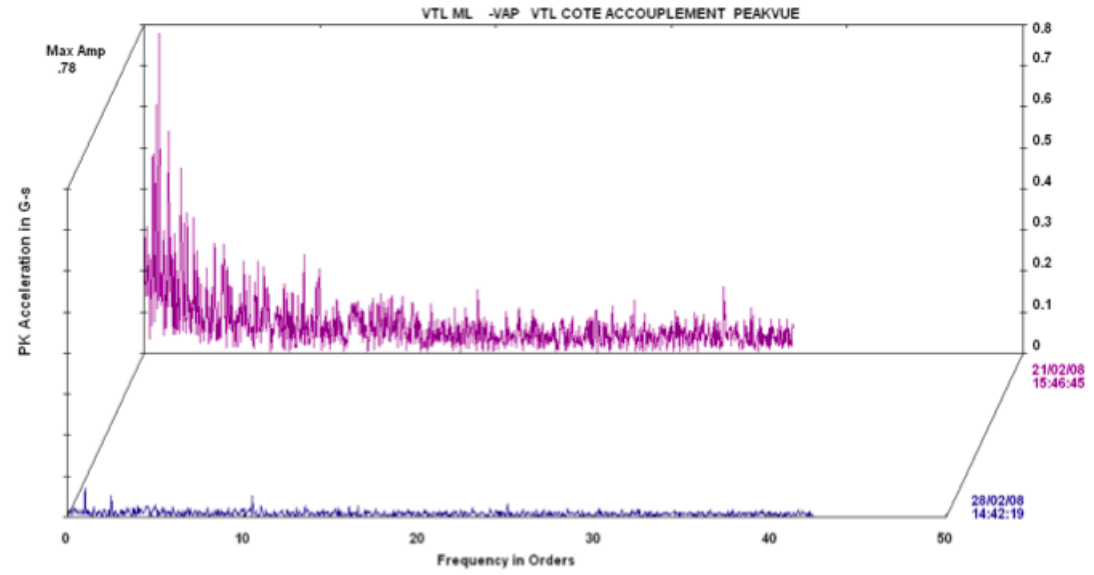
(b) Inclusioni particellari

Figura 4.68: Contaminazione del Lubrificante

zione si evidenzia come un *forte incremento del rumore alle basse frequenze,* indotto ad esempio dall'attrito degli organi rotanti in contatto diretto metallo-metallo tra loro. In figura 4.69 è rappresentata la variazione delle componenti spettrali a valle della lubrificazione del supporto di un ventilatore che aveva evidenziato un forte rumore alle basse frequenze.



(a)



(b)

Figura 4.69: Problemi di Lubrificazione

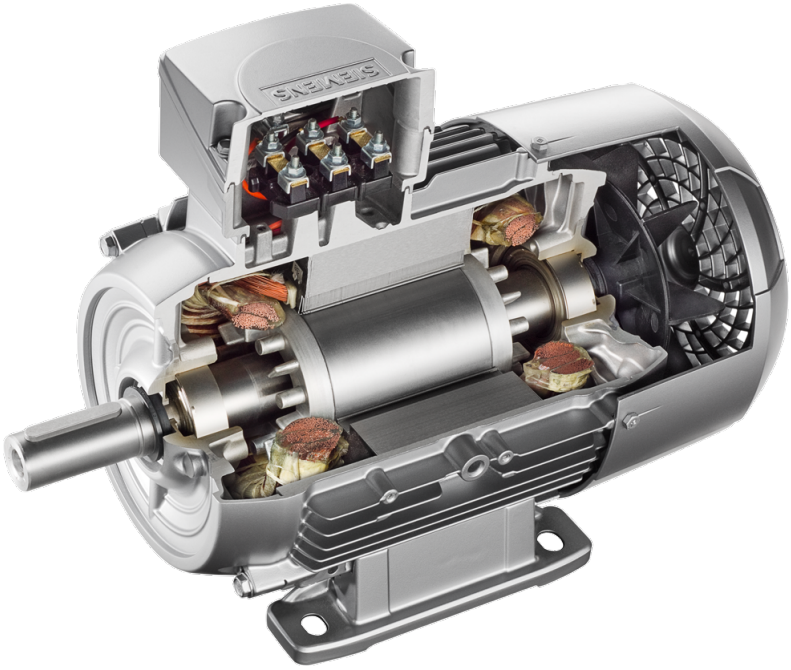


Figura 4.70: Esempio di motore elettrico

4.7 Analisi dei motori elettrici

I motori elettrici (Fig.4.70) sono il cuore di moltissime installazioni industriali e possiedono delle caratteristiche di difetto che spesso si presentano in concomitanza agli altri difetti meccanici fin qui analizzati. Tali anomalie nei motori elettrici possono essere indotte da effetti di disallineamento, sbilanciamento dinamico, risonanza, e problemi di cattiva installazione. Motori con cuscinetti volventi soffriranno poi di tutti i problemi visti nella precedente trattazione. In tale sezione esamineremo le loro proprietà ed i possibili difetti ad esse legati.

Vi sono essenzialmente due principali tipologie di motori elettrici: i motori a corrente alternata (AC electric motors) e i motori a corrente continua (DC electric motors). Tra i motori AC distinguiamo i *motori sincroni* ed i *motori asincroni*, ciascuno dei quali può essere alimentato a corrente monofase o trifase. In questa trattazione ci occuperemo di motori in corrente alternata, e più precisamente di motori asincroni trifase.

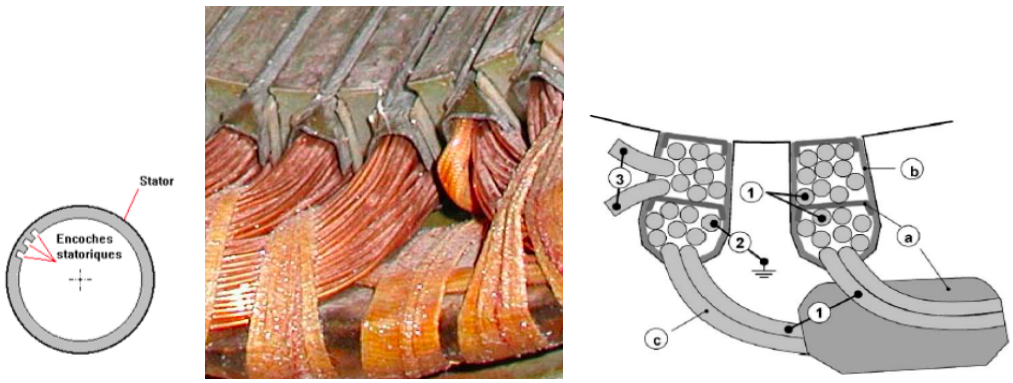


Figura 4.71: Statorical Notches

4.7.1 Campo magnetico rotante

Lo *statore* di un motore elettrico trifase è la parte fissa nella quale sono inseriti i tre avvolgimenti primari, prodotti mediante avvolgimento di bobine in rame all'interno delle cave statoriche presenti, spesso denominate statorical notches (Fig.4.71). Quando ai tre avvolgimenti dello statore viene applicata la tensione d'alimentazione, nello spazio all'interno si crea un *campo magnetico rotante*. All'interno dello statore trova posto il *rotore*, che trascinato dal campo magnetico generato dagli avvolgimenti statorici, si pone appunto in rotazione. E' comunque possibile installare più terne di avvolgimenti statorici (montati sfalsati di un certo angolo), cosicché vengono generati più magneti virtuali, ossia uno per ogni terna di avvolgimenti. Nella terminologia specifica dei motori elettrici si dice che un motore con una terna di avvolgimenti ha una COPPIA POLARE, o anche più semplicemente due poli. Nello specifico la FREQUENZA DI ROTAZIONE DEL CAMPO MAGNETICO viene così definita:

$$F_{campo\,magnetico} = \frac{F_{alimentazione}}{n_{coppie\,polari}} \quad [Hz] \tag{4.24}$$

Dunque un motore alimentato ad una frequenza di rete a 50 Hz avrà una velocità di rivoluzione del campo magnetico pari a 3000 RPM nel caso in cui sia un motore a 2 poli, a 1500 RPM nel caso possieda 4 poli magnetici.

4.7.2 Motori sincroni

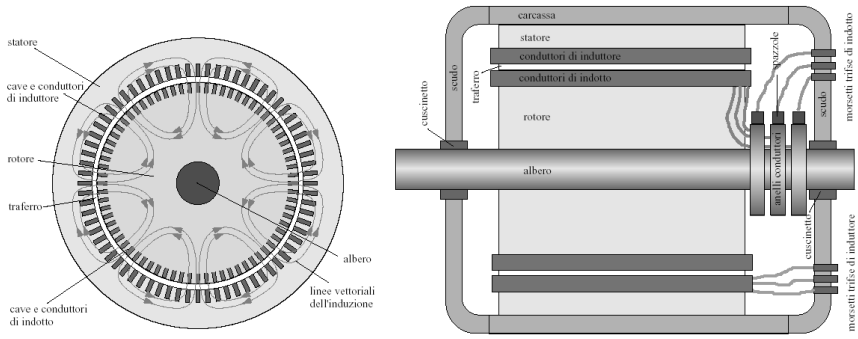
I motori sincroni sono macchine elettriche il cui rotore gira alla stessa velocità del campo magnetico rotante; il rotore si muove quindi in "sincronia" con esso a $F_{campo\,magnetico}$. Sono usati per applicazioni molto particolari che richiedono elevata potenza e molta stabilità nella velocità (cartiere, laminatoi, ecc.). Il rotore è composto da uno o più avvolgimenti alimentati in corrente continua, detti di eccitazione, che creano un campo magnetico "statico" che opponendosi al campo magnetico rotante costringono il rotore a girare. Talvolta il rotore in questa tipologia di macchine è costituito da un magnete permanente. Per avviare una macchina sincrona è necessario utilizzare un motore ausiliario, detto anche "di lancio", per portare la macchina alla velocità di sincronismo prima di alimentarlo con la tensione di rete. Sebbene da certi punti di vista sia la macchina "ideale", vi sono problemi manutentivi che richiedono personale specializzato, e la complessità costruttiva ne aumenta notevolmente i costi di produzione.

4.7.3 Motori asincroni

Il motore asincrono trifase può essere:

- con *rotore avvolto* (Fig.4.72a);
- con *rotore a gabbia* (Fig.4.72b, 4.72c).

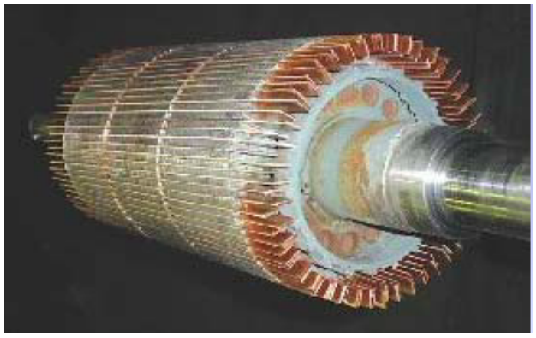
La principale differenza tra i due tipi risiede nella struttura del rotore e più precisamente per il primo tipo il rotore è costituito da avvolgimenti veri e propri come quelli dello statore, presenta una struttura più complessa e delicata (spazzole che strisciano sul rotore, con possibile interposizione di resistenze per il controllo della fase di avviamento) con necessità di manutenzione periodica e dimensioni d'ingombro elevate, mentre il secondo tipo ha un rotore costituito da sbarre chiuse in cortocircuito, quindi grazie ad una maggiore semplicità costruttiva dà origine ad un tipo di motore molto semplice, robusto ed economico (Fig.**??**). Esso è infatti costituito da una serie di barre rotoriche conduttive disposte lungo la circonferenza in direzione assiale equispaziate e connesse tra loro a mezzo di anelli posti alle estremità. Tale caratteristica costruttiva ricorda lontanamente le giostre messe e disposizione alle cavie da laboratorio per correre, da cui deriva il nominativo di "motore a gabbia di scoiattolo" con la quale spesso vengono identificati. Si osservi che, per contro, i



(a) Rotore Avvolto



(b) Rotore a Gabbia Pressofuso



(c) Rotore a Gabbia con Barre Assemblate

Figura 4.72: Tipologie di Rotori per Macchine Asincrone

motori a gabbia hanno il duplice difetto di un basso valore di coppia allo spunto e di elevata corrente di spunto.

In un ipotetico sistema ideale privo di ogni fenomeno dissipativo il rotore si troverebbe a ruotare in piena sincronia con il campo magnetico rotante, senza però produrre momento torcente utile. In un motore asincrono funzionante sotto carico invece, al cui albero motore è cioè applicata una coppia resistente che lo rallenta, le correnti rotoriche assumeranno un valore tale da sviluppare una coppia motrice pari a quella resistente e questo equilibrio si stabilirà ad una velocità inferiore a quella di sincronismo, in corrispondenza di uno scorrimento tanto maggiore, quanto maggiore è il momento resistente. Nella realtà il rotore muoverà sempre ad una velocità inferiore a quella del campo magnetico rotante, di una quota pari al *fattore di slip* $s = \frac{F_s}{F_{campo\,magnetico}}$.

$$F_s = F_{campo\,magnetico} - F_{rotore} \quad [Hz] \tag{4.25}$$

Quanto maggiore è il momento resistente maggiore è lo slip factor e le correnti indotte nelle barre rotoriche e quindi la coppia erogata dal motore, risultando dunque dipendente dal carico applicato.

4.7.4 Fonti di vibrazione nei motori elettrici

Una componente al doppio della frequenza d'alimentazione (a 100 o $120\,Hz$) è sempre individuabile in uno spettro in frequenza ed è per l'appunto una vibrazione caratteristica di tutti i motori elettrici. L'attrazione magnetica tra statore e rotore varia per l'appunto a questa frequenza, ed il materiale ferroso stesso è soggetto a microscopiche variazioni dimensionali per effetto della variazione periodica del campo magnetico. Tale fenomeno viene nella tecnica denominato effetto di *magnetostriction*. La magnetostrizione è la deformazione alla quale è sottoposto un materiale ferromagnetico in presenza di un campo magnetico, che causa vibrazioni a $100\,Hz$ (o $120\,Hz$) in tutte le macchine elettriche.

Si osservi che talvolta in motori elettrici a 2 poli (ove la frequenza di rotazione corrisponde, a meno del fattore di slip, a 3000 RPM) risulta complesso distinguere il picco elettrico a $100\,Hz$ dal picco del secondo ordine a *2x*. Questa è un altra ottima argomentazione che dovrebbe indurre ad adottare elevate risoluzioni spettrali, essenziali per distinguere i due picchi che distano tra loro del solo fattore $2f_s$.

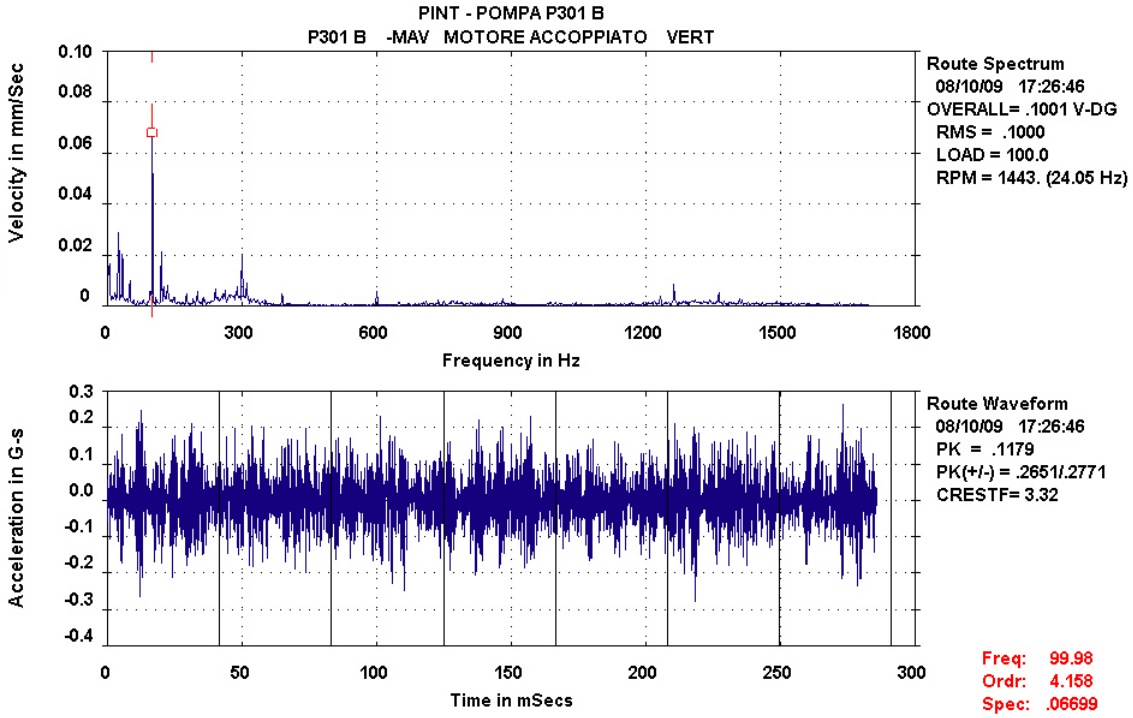


Figura 4.73: Picco elettrico a 2xFrequenza di linea

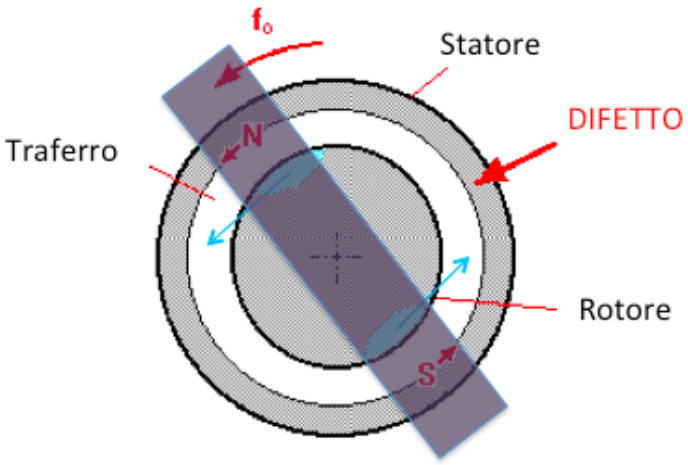


Figura 4.74: Difetto di Statore

4.7.5 Difetti di statore

Come abbiamo visto tra rotore e statore esiste sempre un certo *traferro* che deve essere quanto più omogeneo possibile al fine di garantire un buon funzionamento del motore. Tale traferro per l'appunto può variare localmente a causa di differenti problematiche. Una di queste è costituita dal difetto di statore, sia esso dato dalla deformazione dello statore, da un avvolgimento allentato o dall'eccentricità dello statore stesso. La variazione localizzata del traferro tra rotore e statore comporta una variazione impulsiva della forza repulsiva magnetica direttamente proporzionale alla diminuzione del traferro, con la conseguente generazione di un fenomeno vibratorio periodico. Si consideri ad esempio la figura 4.74, ove è riportato un motore asincrono a 2 poli (1 coppia polare e/o 3 spire) alimentato a 50 Hz. Come abbiamo visto la frequenza di rotazione del campo magnetico corrisponderà conseguentemente a $F_{campo\,magnetico} = 50Hz$. In presenza di un difetto di statore avremo l'insorgere di un fenomeno vibratorio che avrà periodicità doppia rispetto alla velocità di rotazione del campo magnetico, essendo l'impulso dato ogni qualvolta uno dei poli magnetici attraversi la disomogeneità del traferro; quindi troveremo una frequenza di difetto a 100 Hz. Se considerassimo invece un motore a 4 poli avremo periodicità del fenomeno 4, però avendo ora una coppia di dipoli il campo magnetico girerà più lentamente, a 25Hz, con la generazione per l'appunto di una vibrazione sempre a 100 Hz (Fig.4.76b).

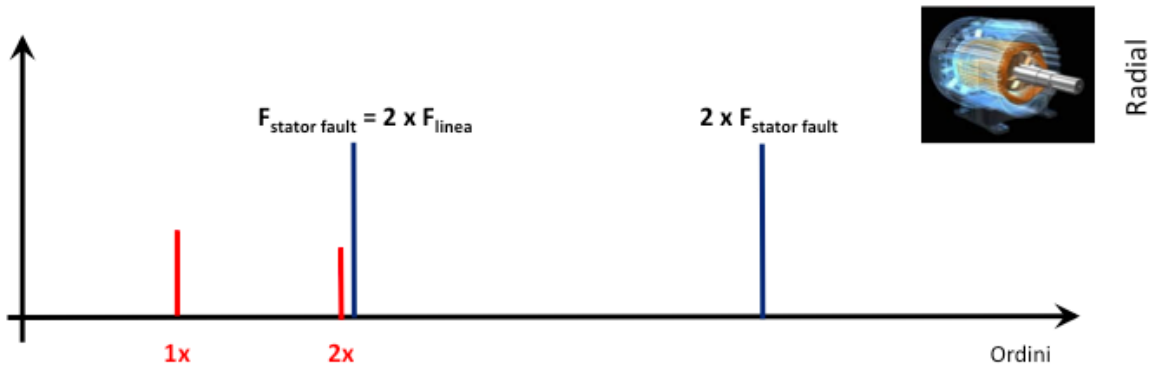
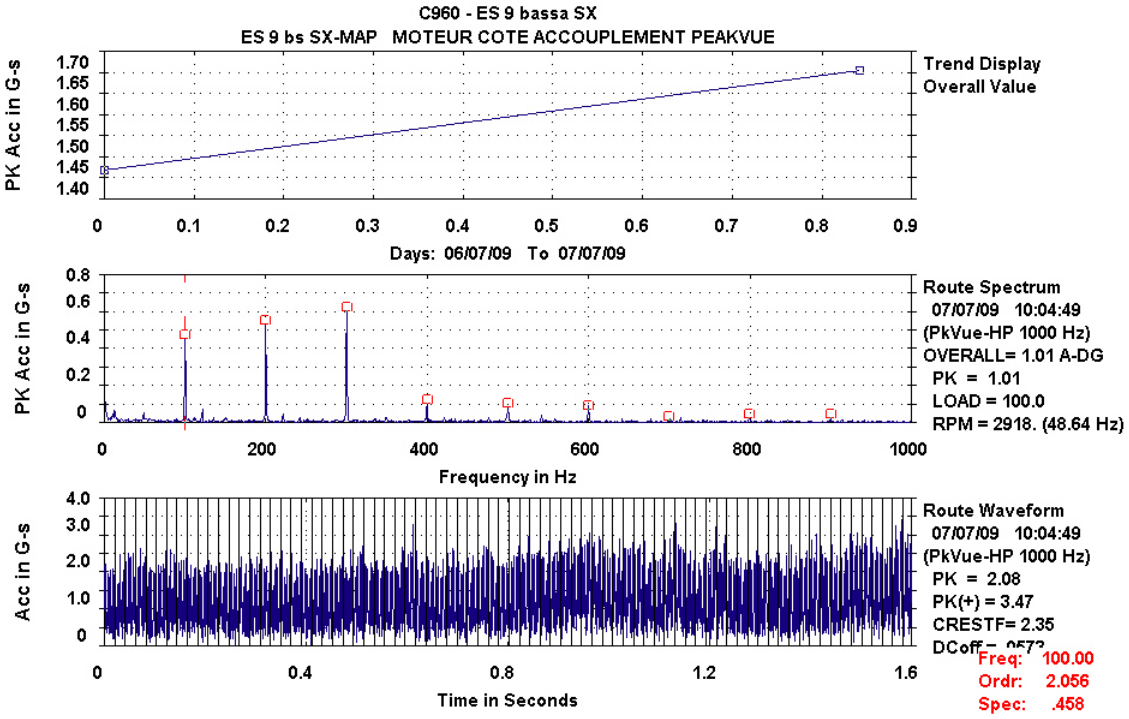


Figura 4.75: Difetti di Statore - Picco a 100 Hz

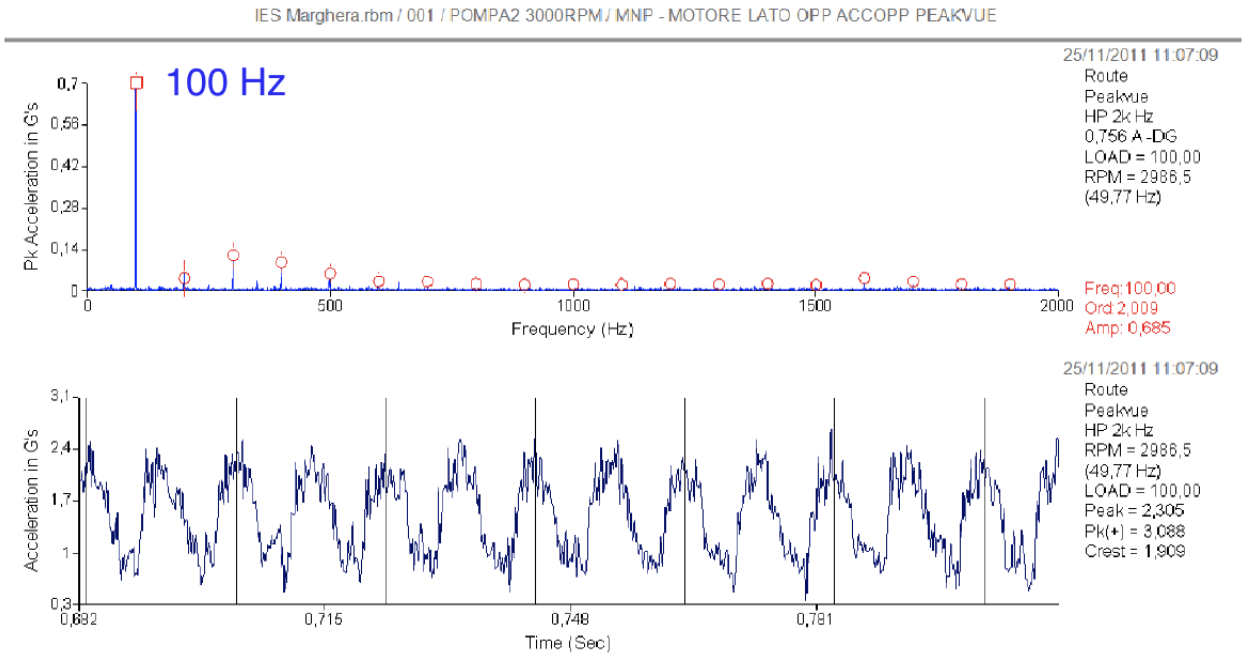
Generalizzando, possiamo definire con FREQUENZA DI DIFETTO DI STATORE la seguente:

$$F_{stator\,fault} = n_{poli} \cdot F_{campo\,magnetico} = n_{poli} \cdot \frac{F_{alimentazione}}{n_{dipoli}} \tag{4.26}$$

Si osservi che una delle cause più comuni di un difetto di statore è legata al cosiddetto soft foot (piede zoppo), ossia alla presenza di labilità in uno dei supporti a telaio con la conseguente deformazione della struttura del motore e variazione del traferro. Un lieve picco a tale frequenza si rileverà comunque pressoché in ogni misurazione per la inevitabile presenza di una lieve disomogeneità del traferro intrinsecamente legata alle tolleranze costruttive e di assemblaggio del motore. Di fondamentale importanza per valutare la gravosità di tale anomalia risulta l'osservazione del trend delle rilevazioni acquisite in date progressive (Fig.4.76a).



(a)



(b)

Figura 4.76: Difetto di Statore - Picco a 100 Hz ed armoniche

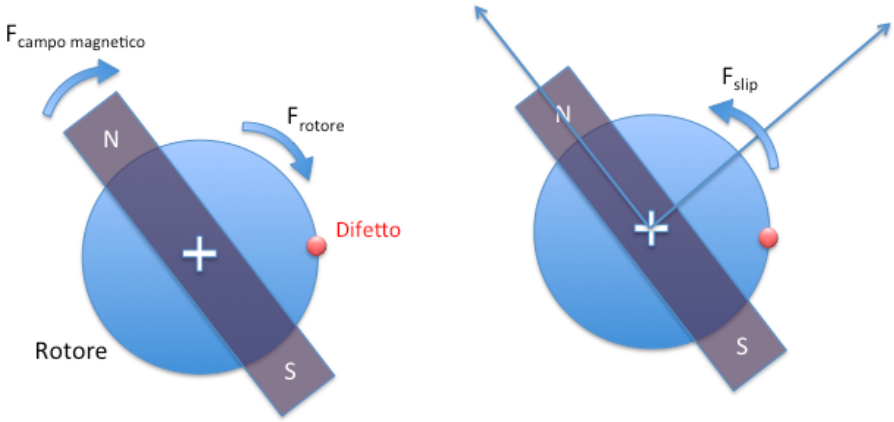


Figura 4.77: Difetto di Rotore

4.7.6 Difetti di rotore

4.7.6.1 Barra rotorica danneggiata

La presenza di BARRE ROTORICHE DANNEGGIATE genererà bande laterali attorno al picco di 1x (e alle relative armoniche) alla *pole pass frequency (PPF) (Fig.4.78).* E' poi inoltre frequente rilevare un aumento generalizzato del rumore spettrale. Per comprendere nel dettaglio la fisica del fenomeno e giungere ad una definizione di tale frequenza di passaggio polare osserviamo la figura 4.77.

Se consideriamo il motore a due poli in figura, con un difetto localizzato lungo la circonferenza, vedremo il campo magnetico rotante in moto alla $F_{campo\,magnetico}$ seguito dal rotore alla frequenza $F_{rotore} = F_{campo\,magnetico} - F_{slip}$. Se ci poniamo ora in un sistema di riferimento relativo, solidale al campo magnetico rotante vedremo ora il rotore in moto controrotante alla F_{slip}. Il difetto sul rotore incontrerà in una rotazione completa sia il polo N che il polo S, generando per l'appunto un fenomeno armonico alla $PPF = 2 \cdot F_{slip}$. Ma in realtà il rotore, rispetto al sistema di riferimento assoluto girerà ad 1x: avremo dunque un fenomeno vibrazionale alla frequenza di rivoluzione modulato in ampiezza nel tempo dalla frequenza di passaggio polare, che definiamo così univocamente come:

$$PPF = n_{poli} \cdot F_{slip} \tag{4.27}$$

Si osservi che, essendo la F_{slip} molto piccola, di conseguenza anche la PPF avrà un valore molto contenuto, richiedendo quindi una risoluzione spettrale d'acquisizione elevatissima

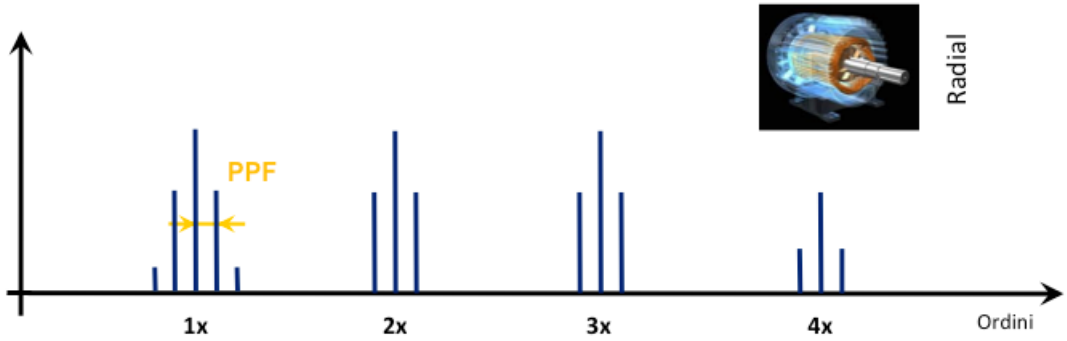


Figura 4.78: Barra Rotorica Danneggiata - Frequenze di Difetto

per permettere di identificare le bande laterali. Per tale motivo spesso quando si sospetta di un difetto al rotore è necessario acquisire uno spettro mirato con focus attorno il picco ad 1x.

Non è poi inusuale individuare nello spettro anche la frequenza di barra rotorica (*RBF-Rotor Bar Frequency*), pari a $RBF = n_{barre\,rotoriche}\ [ordini]$, dovuta al fatto che ciascuna barra rotorica agisce perturbando localmente il campo magnetico durante la rotazione. Un elevato valore della RBF indica tipicamente la presenza di cricche o difetti alle barre rotoriche.

La fase di avviamento è un momento critico per la gabbia: l'elevata temperatura, prodotta dalle elevate correnti, provoca dilatazioni nelle barre, favorendo la possibile insorgenza di fratture o distacchi nel punto di contatto tra barre e anelli (fatica meccanica, cedimento delle saldature). Il conseguente aumento di impedenza del ramo soggetto al guasto comporta una ridistribuzione delle correnti nei conduttori sani, con conseguente squilibrio del flusso magnetico di reazione, che a sua volta provoca uno squilibrio nelle correnti di statore. Questo squilibrio ha come conseguenza la formazione di campi rotanti di sequenza inversa ai quali è associato un aumento notevole delle correnti su entrambi gli avvolgimenti (rotore e statore), con crescita delle temperature. La ridistribuzione delle correnti nelle barre sane, associata all'aumento di temperatura, determina l'aumento delle sollecitazioni meccaniche e termiche cui sono soggette le barre che circondano la barra guasta. Ciò causa la propagazione del guasto. Solitamente si verifica un fenomeno a catena, in quanto la prima rottura determina maggiori sollecitazioni sulle barre vicine che pertanto si deteriorano più rapidamente. Questo guasto è generalmente causato da sollecitazioni termiche e da un elevato numero di avviamenti.

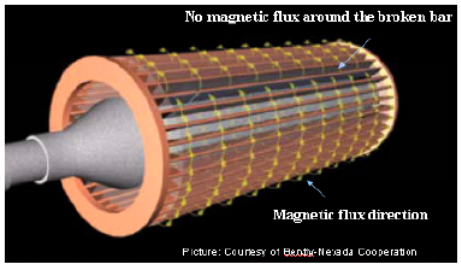


Figura 4.79: Barra Rotorica Danneggiata

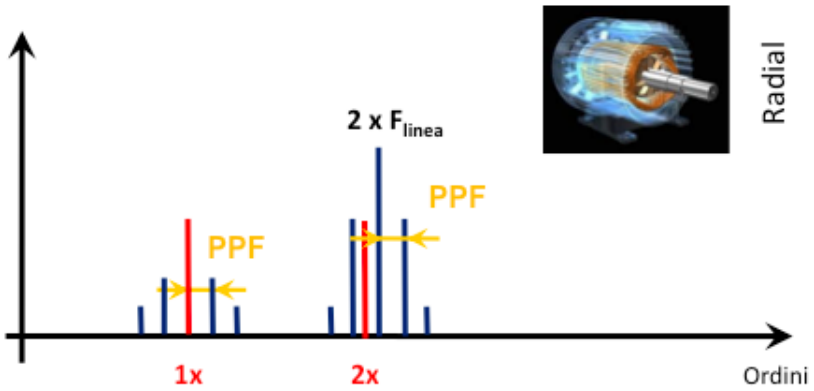


Figura 4.80: Rotore Eccentrico

4.7.6.2 Rotore eccentrico

La presenza di un ROTORE ECCENTRICO causa un traferro variabile rotante tra rotore e statore, generando una pulsazione meccanica periodica. La differenza fondamentale tra difetto di statore deformato e difetto di rotore eccentrico sta nel fatto che in quest'ultimo caso la diseguaglianza di traferro girerà alla velocità del motore. Ancora una volta apparirà una componente spettrale al doppio della frequenza di linea, con però la contemporanea presenza di bande laterali alla frequenza di *pole pass frequency* attorno tale componente e attorno al picco di 1x (Fig.4.80).

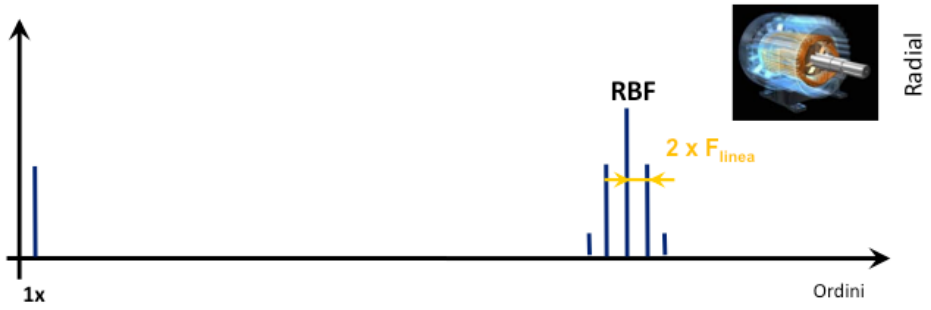


Figura 4.81: Loose Rotor Bars

4.7.7 Altri difetti elettrici

4.7.7.1 Loose rotor bars

Se sono presenti giochi in alcune barre rotoriche si individuerà un picco alla RBF (Fig.4.81), con sidebands a due volte la frequenza di linea (100 o 120 Hz). Pur non conoscendo il numero esatto di barre rotoriche, la presenza di un picco di ampiezza elevata alle alte frequenze con bande laterali a 100 Hz deve indurre l'analista a considerare un difetto elettrico. Valori tipici di accadimento sono tra i 32 e i 96 ordini (rotori con 35-96 barre). In figura 4.82 e 4.83 sono riportati degli spettri ove si riscontra tale difetto rispettivamente sul motore di un esaustore industriale e sul motore di un ventilatore.

4.7.7.2 Loose stator windings

Se gli avvolgimenti elettrici statorici presentano lievi allentamenti, il livello vibrazionale al doppio della frequenza di linea subirà un forte incremento. Tale condizione è molto deleteria per il motore in quanto porta rapidamente all'abrasione degli avvolgimenti, con il rischio di cortocircuiti e rottura di schianto dello statore.

4.7.7.3 Lamination problems

Rotore e statore dei motori AC sono tipicamente costituiti da sottili laminati isolati l'uno dall'altro. Nel caso di contatto tra tali lamine andrà a generarsi un effetto di surriscaldamento locale con possibili deformazioni termiche. Di conseguenza si evidenzierà un incremento del prim'ordine, con possibile comparsa anche di bande laterali alla PPF.

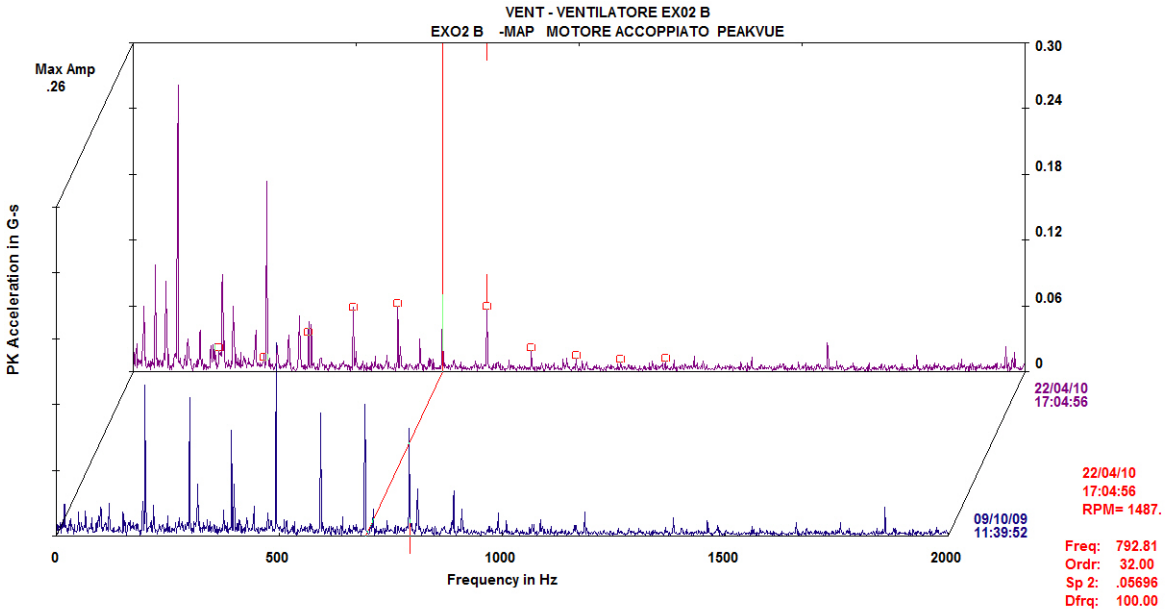


Figura 4.82: Difetto Elettrico di Loose Rotor Bars sul motore di un esaustore

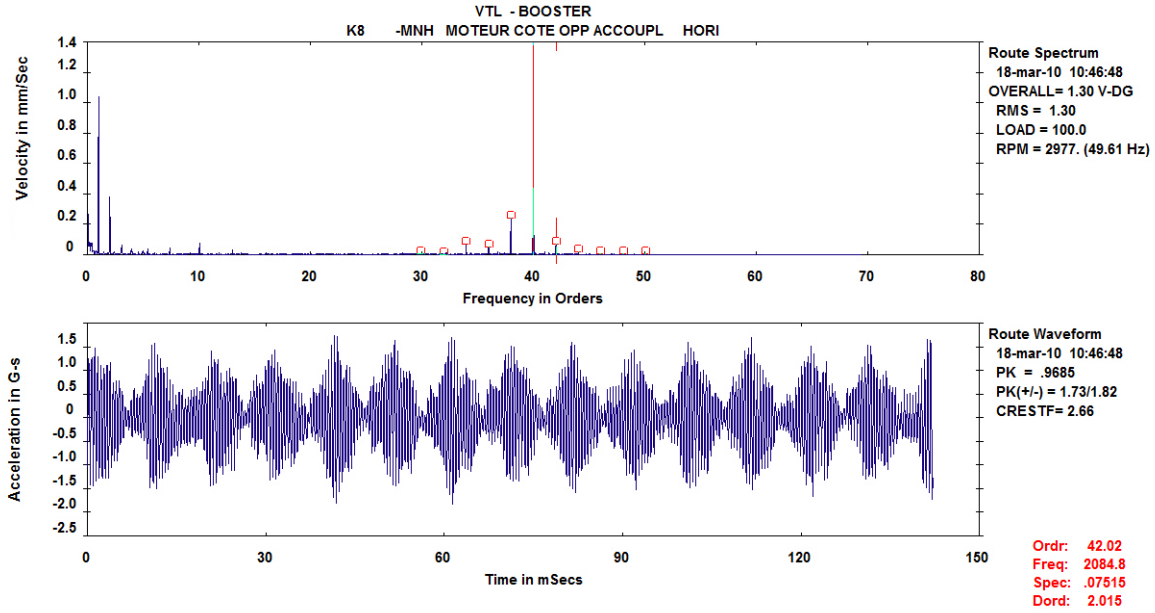


Figura 4.83: Difetto Elettrico di Loose Rotor Bars sul motore di un ventiatore

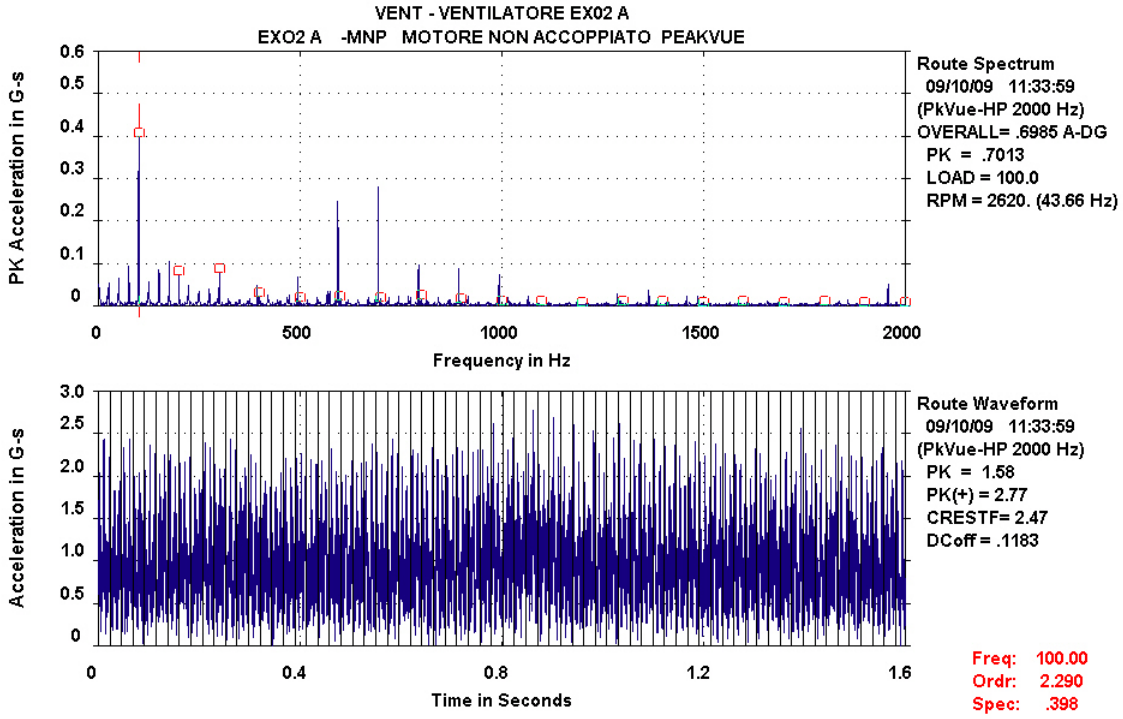


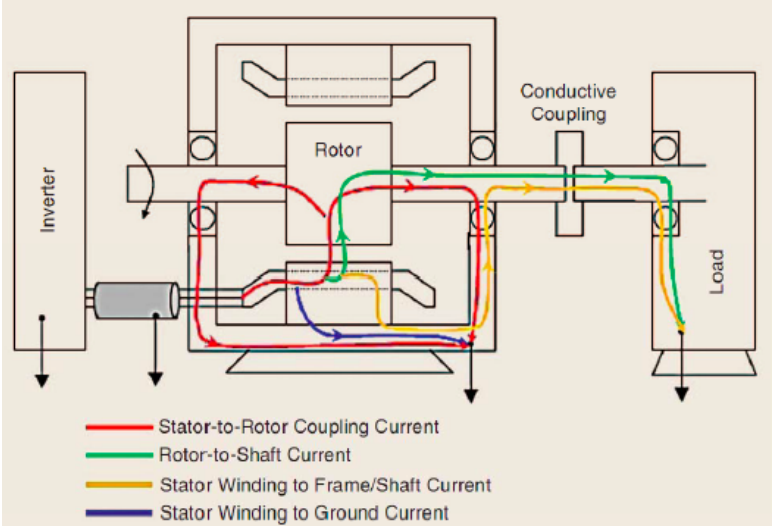
Figura 4.84: Difetto Elettrico di Loose Connection

4.7.7.4 Loose connection

Problemi di fase dovuti a cattive connessioni degli avvolgimenti possono causare elevate vibrazioni a due volte la frequenza di linea (100 o 120 Hz), con sidebands ad $^1/_3 F_{linea}$ e ad $^1/_2 F_{linea}$ (Fig.4.84).

4.7.7.5 Fluting

Nel caso in cui della corrente elettrica fluisca tra la pista interna e la pista esterna dei cuscinetti, attraverso le sfere andrà a formarsi un impronta d'usura molto particolare (Fig.4.85). Tale accadimento può essere indotto da svariati fattori, quale una cattiva messa a terra del sistema elettrico, problemi di isolamento o problemi alle spazzole dei motori DC. Tale difetto è per l'appunto tipico dei motori DC, o nei motori AC a frequenza variabile. Tale difetto produce una serie di picchi ad altissima frequenza, tipicamente in un range che va dai 100000 RPM ai 180000 RPM, spesso distanziati tra loro di BPFI, BPFO o BSF.



(a)



(b)

Figura 4.85: Fluting

4.8 Pompe, ventilatori e compressori

Pompe, ventilatori e compressori possono tutti soffrire delle classiche condizioni di difetto quali sbilanciamento, disallineamento, difetti di cuscinetto e gioco meccanico. Ciononostante alcune classi di difetto sono caratteristiche ed uniche di tale tipologia di macchine.

Esistono nella pratica differenti tipologie di pompe e le loro caratteristiche vibrazionali spaziano in un ampio range di frequenze. Nel monitoraggio di delle vibrazioni di una pompa è fondamentale che le misurazioni successive avvengano alle stesse condizioni operative per consentire una buona ripetibilità delle stesse. Pressioni operative ed inclusioni aeriformi possono infatti fortemente influire nella forma spettrale. Le pompe centrifughe sono sempre caratterizzate da una vibrazione caratteristica alla *blade pass frequency* che corrisponde al numero di pale della girante per la frequenza di rotazione della macchina. Un incremento sensibile di tale BPF corrisponde tipicamente a problemi interni, quali ad esempio effetti d'erosione delle palette, problemi di flusso o possibili disallineamenti. Armoniche della BPF sono comuni in molte tipologie di pompe.

4.8.1 Blade Pass Frequency

Con il termine BLADE PASS FREQUENCY si indica la frequenza caratteristica legata non solo alle pale della girante ma anche alle pale statoriche (vanes), ai lobi ed ai pistoni in funzione della tipologia di macchina coinvolta. In ogni caso dunque ribadiamo tale frequenza caratteristica viene individuata a

$$BP = n_{pale} \quad [ordini] \tag{4.28}$$

Cause tipicamente imputabili ad un aumento della frequenza di passaggio palare sono:

- eccentricità della girante o della voluta;
- passo palare non uniforme;
- labilità, deformazione della voluta;
- usura delle pale rotoriche (abrasione o cavitazione);
- condizioni operative non ottimali;

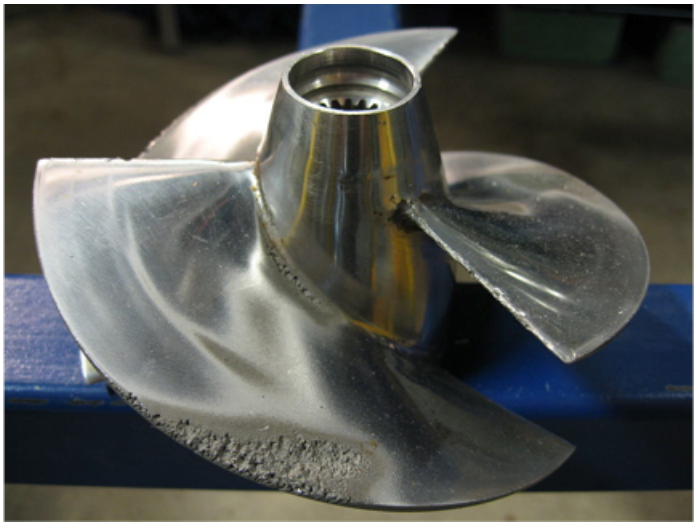


Figura 4.86: Cavitazione

- filtri sporchi, danneggiati o mancanti;
- restrizioni nelle condotte d'ingresso o uscita.

Altre tipologie di difetto includono labilità nell'accoppiamento albero-girante e sottoalimentazione della pompa. Quando la girante è accoppiata con gioco all'albero motore, si evidenzierà una BP con sidebands alla velocità di rotazione. Nel caso di sottoalimentazione della macchina idraulica si avrà uno spettro molto simile a quello di sbilanciamento, con l'unica differenza che nella forma d'onda il segnale apparirà fortemente distorto, a causa del flusso irregolare. Tale fenomeno produrrà anche delle armoniche multiple intere della frequenza di rotazione.

4.8.2 Cavitazione

La presenza di cavitazione in una macchina idraulica comporta tipicamente l'insorgere di vibrazioni randomiche, assimilabili ad un netto incremento del rumore, ad alta frequenza. E' spesso osservata come una "gobba" nello spettro in frequenza in zone indicativamente comprese tra i 15x ed i 35x (Fig.4.88, 4.89). La cavitazione è un fenomeno fisico consistente nella formazione di zone di vapore all'interno di un fluido che poi implodono producendo un rumore caratteristico. Ciò avviene a causa dell'abbassamento locale di pressione fino a raggiungere la tensione di vapore del liquido stesso, che subisce così un

cambiamento di fase a gas, formando delle bolle (cavità) contenenti vapore. La dinamica del processo è molto simile a quella dell'ebollizione. La principale differenza tra cavitazione ed ebollizione è che nell'ebollizione, a causa dell'aumento di temperatura, la tensione di vapore sale fino a superare la pressione del liquido, creando quindi una bolla meccanicamente stabile, perché piena di vapore alla stessa pressione del liquido circostante: nella cavitazione invece è la pressione del liquido a scendere improvvisamente, mentre la temperatura e la tensione di vapore restano costanti. Per questo motivo la "bolla" da cavitazione resiste solo finché non esce dalla zona di bassa pressione idrostatica: appena ritorna in una zona del fluido in quiete, la pressione di vapore non è sufficiente a contrastare la pressione idrostatica e la bolla da cavitazione implode immediatamente. Affinché la cavitazione possa manifestarsi occorre un substrato che agisca da centro di nucleazione: può essere la superficie di un contenitore, impurità presenti nel liquido oppure altre irregolarità. La temperatura ha una notevole influenza sulla cavitazione, poiché altera la tensione di vapore. Se la temperatura aumenta, la maggiore tensione di vapore facilita la cavitazione. In genere la cavitazione è un fenomeno indesiderato e fonte di problemi. In dispositivi come pompe ed eliche, la cavitazione provoca una notevole perdita di efficienza, emissione di rumore e danneggiamento dei componenti. Il collasso delle bolle da cavitazione infatti genera una grande quantità di rumore e un urto meccanico molto intenso: può danneggiare pressoché qualunque materiale scavandovi dei fori (Fig.4.86). Se si verifica spesso, questo fenomeno può ridurre notevolmente la durata di eliche e giranti di pompe. Infine la cavitazione è causa di attrito e turbolenza nel liquido, il che comporta un ulteriore calo di efficienza. Il collasso delle bolle provoca onde di shock, ossia onde di pressione che possono essere estremamente intense; inoltre, se l'implosione avviene vicina ad una parete solida, essa genera un microgetto liquido (impinging jet) che erode il materiale costituente la parete e forma quelli che vengono chiamati pits erosivi.

Quando le lame di un'elica o della girante di una pompa (centrifuga o assiale) si muovono nel liquido, si formano zone di bassa pressione laddove il liquido viene spostato. Più velocemente la lama avanza, maggiore è l'abbassamento di pressione; quando viene raggiunto il valore della tensione di vapore, il liquido evapora e forma le bolle di gas. Nelle pompe la cavitazione si può manifestare in due modi:

Cavitazione in aspirazione La cavitazione in aspirazione si ha quando la pompa aspira liquido in condizioni di bassa pressione, e si ha la formazione di vapore nella parte

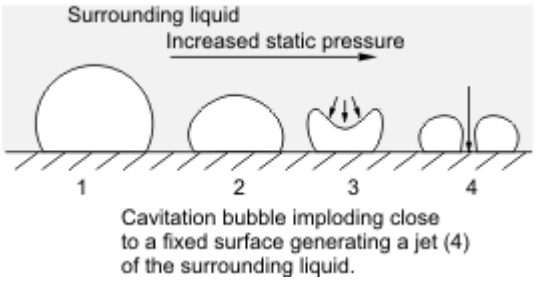


Figura 4.87: Microgetti liquidi causati dalla cavitazione

di ingresso della pompa. Le bolle di vapore attraversano la girante, e quando giungono nella sezione di uscita, l'alta pressione qui presente ne causa la violenta implosione, che crea il caratteristico rumore, come se la pompa stesse facendo passare della ghiaia. Ciò comporta una consistente erosione della pompa sia in aspirazione che in mandata, con conseguente diminuzione delle caratteristiche idrauliche. La tendenza di una pompa (o altro dispositivo) alla cavitazione è espresso dal concetto di $NPSH$ (Net Positive Suction Head), in genere espresso in metri (sistema tecnico). In particolare l'$NPSH(r)$ (acronimo per NPSH required) è caratteristico della pompa ed esprime il patrimonio energetico del fluido richiesto per l'attraversamento della porzione della pompa compresa tra la flangia di aspirazione e la prima girante (perdite di carico, energia cinetica, eventuale dislivello). L'$NPSH(a)$ (acronimo per NPSH available), strettamente legato al circuito, esprime il patrimonio energetico del fluido al livello della flangia di aspirazione, decurtato della quantità $P_{sat}(T)/\gamma$. Per assicurare il funzionamento in assenza di cavitazione si dovrà avere che $NPSH(a) > NPSH(r)$. La tendenza alla cavitazione di una pompa, è sostanzialmente correlabile ai seguenti fattori:

- alta prevalenza;
- forti perdite di carico idraulico a monte della pompa (in aspirazione);
- differenza di quota tra pompa e serbatoio;
- alto valore della tensione di vapore del liquido aspirato.

Cavitazione di scarico La cavitazione di scarico si manifesta quando la pressione di uscita della pompa è molto alta. Normalmente si verifica quando la pompa sta lavorando a meno del 10% delle sue condizioni di massima efficienza. A causa della pressione elevata

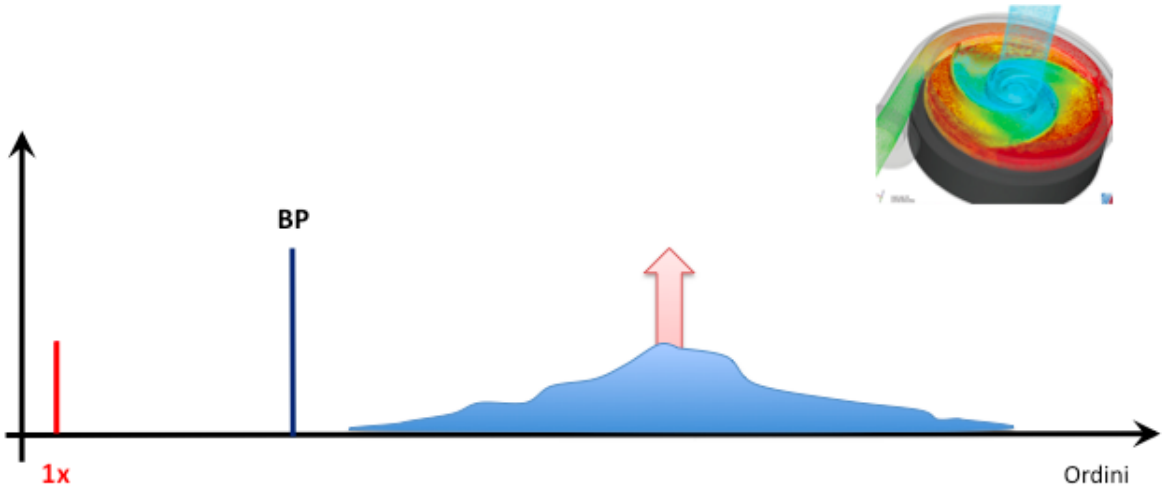


Figura 4.88: Cavitazione : Blade Pass Frequency ed incremento del rumore alle alte frequenze

sull'uscita, la maggior parte del liquido ricircola nella pompa invece di uscire, ed è costretto a passare ad alta velocità nello spazio tra la girante e lo statore. L'alta velocità induce la formazione di vuoto (per effetto Venturi) e la conseguente formazione delle sacche di vapore. Una pompa funzionante in queste condizioni è soggetta a rapida usura della girante e dello statore. Inoltre le condizioni di alta pressione favoriscono l'usura dei cuscinetti e delle guarnizioni. In condizioni estreme si può avere la rottura dell'albero.

4.8.2.1 Turbolenze

La presenza di turbolenze di flusso in ventilatori, pompe e compressori avviene quando il normale flusso operativo viene ridotto o impedito. Nei diagrammi spettrali tale condizione viene evidenziata come un insieme di picchi tra 0,5 e 0,8 ordini, di base molto ampia. Tra le più comuni cause di turbolenza citiamo:

- ostruzioni nei condotti o nelle tubazioni;
- presenza di curve di raggio acuto nelle tubazioni;
- brusche discontinuità nella sezione di passaggio.

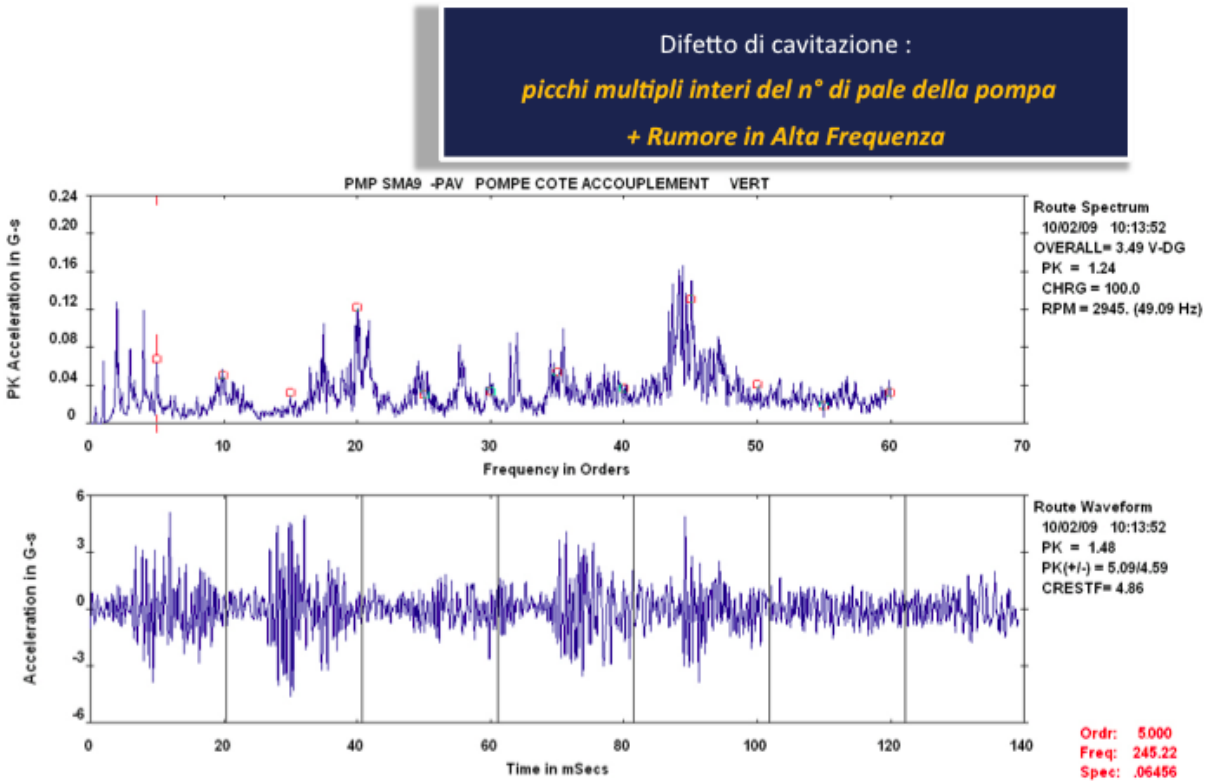


Figura 4.89: Cavitazione : forte incremento del rumore in alta frequenza

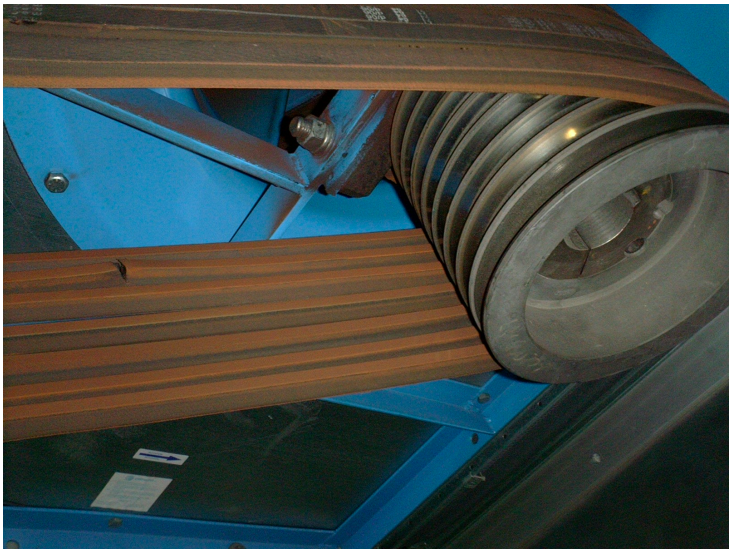


Figura 4.90: Esempio di trasmissione a cinghie

4.9 Trasmissioni a cinghia

Le trasmissioni a cinghia sono tra le forme più comuni ed economiche di trasmissione di potenza presenti in ambito industriale, ciononostante sono affette da molte tipologie di problemi: disallineamento, cattivo tensionamento, usura e risonanza delle cinghie. La presenza di *disallineamento delle pulegge* genererà vibrazioni ad 1x in entrambe le direzioni radiali ed assiali.

4.9.1 Fundamental Belt Pass Frequency

Definiamo con Fundamental Belt Pass Frequency la frequenza con la quale uno specifico punto sulla cinghia transita su di un punto di riferimento. Tale frequenza caratteristica di cinghia sarà ovviamente sempre inferiore alla frequenza di rotazione di entrambe le pulegge della trasmissione viene individuata a mezzo della seguente espressione:

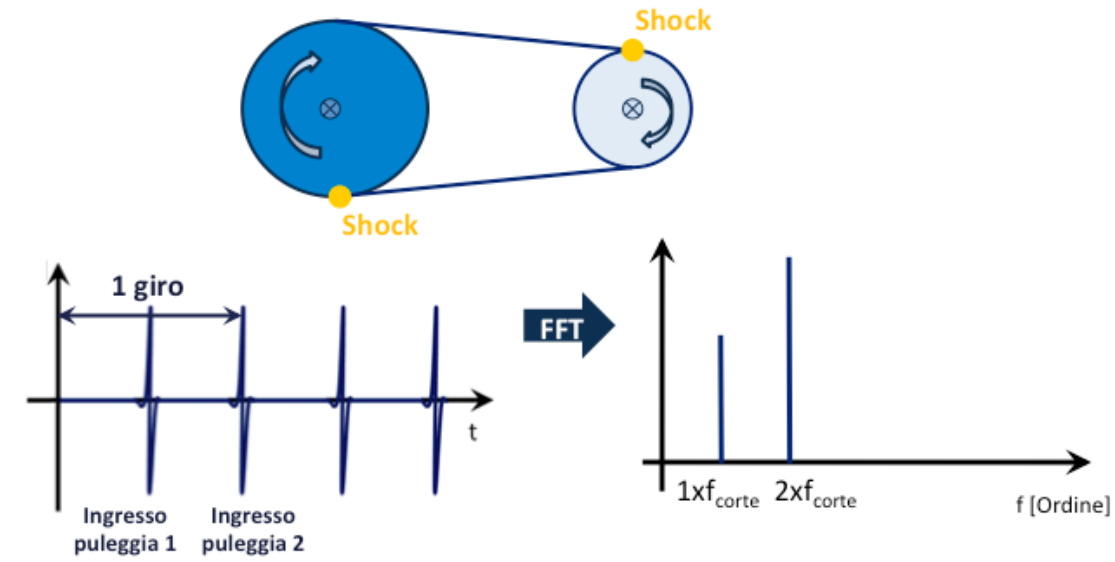
$$F_{cinghia} = \frac{\pi \cdot RPM_{puleggia} \cdot D_{puleggia}}{L_{cinghia}} \quad [Hz] \tag{4.29}$$

4.9.2 Difetto di cinghia

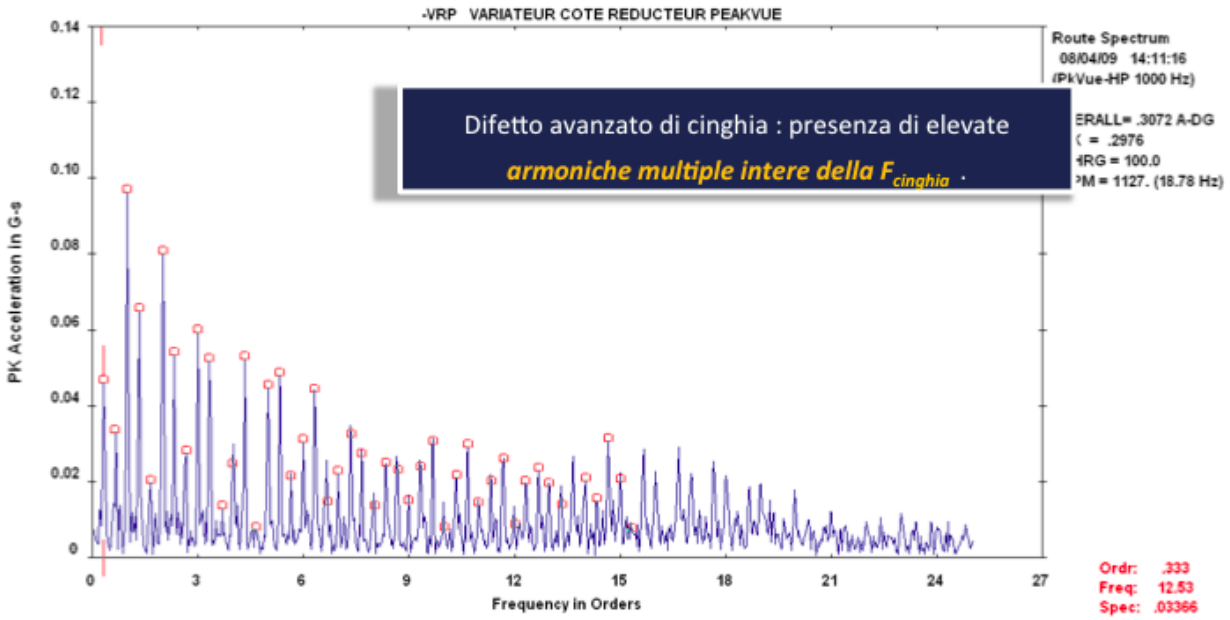
Nel caso in cui una cinghia sia in condizioni d'usura o di gioco meccanico si individuerà un picco alla $F_{cinghia}$, con relative armoniche. In particolar modo il picco a $2F_{cinghia}$ risulterà essere il più elevato, dato che si avrà un impatto della cinghia maltensionata o usurata ad ogni contatto con le pulegge (Fig.4.91a, 4.91b).

4.9.3 Disallineamento della trasmissione

Nel caso di pulegge disallineate si otterrà un forte picco ad $1x$ in direzione assiale, sul motore e/o sull'utilizzatore (Fig.4.92a). Le acquisizioni derivanti dal motore potranno contenere un picco alla frequenza $1x$ dell'utilizzatore, così come le acquisizioni prese sull'utilizzatore potranno evidenziare la fondamentale del motore.

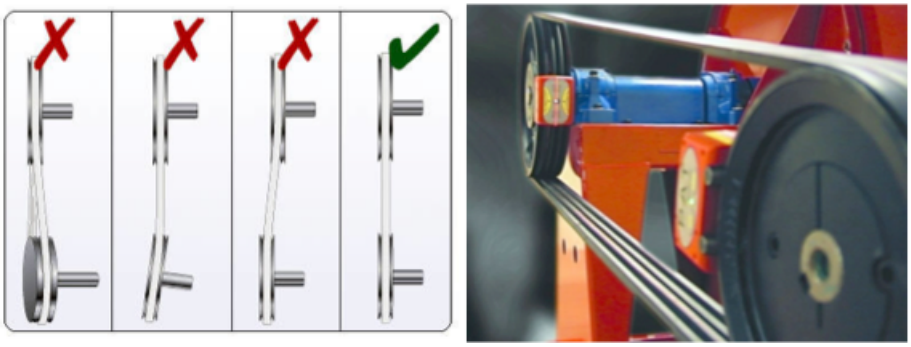


(a) Difetto di Cinghia

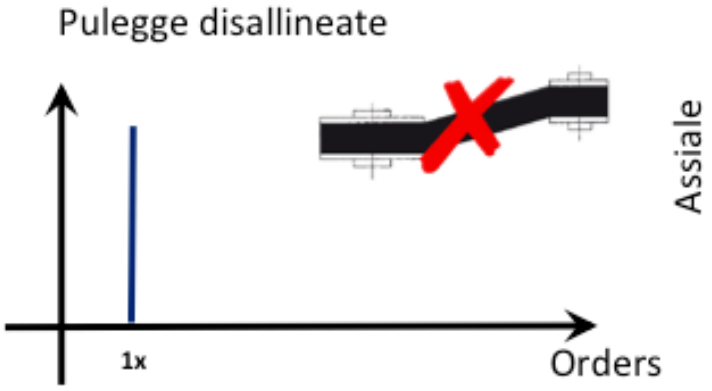


(b) Difetto avanzato di cinghia

Figura 4.91



(a) Pulegge disallineate



(b) Picco ad 1x nel motore e nell'utilizzatore per presenza di pulegge disallineate

Figura 4.92

4.10 Simulazioni al banco prova

L'approccio di on-line condition monitoring sviluppato in questo lavoro consta essenzialmente dei seguenti moduli HW:

1. una centralina d'acquisizione ed elaborazione del segnale, di gestione del database di misura e degli allarmi con 12 ingressi accelerometrici, 2 tachimetrici e 2 I/O digitali (Ref.B);
2. accelerometri piezoelettrici industriali ip68 da 100mV/g;
3. un prossimetro ad induzione per la misura della velocità dell'albero motore (del banco prova);
4. un server dedicato per la configurazione e l'interrogazione della centralina, anche a remoto, e l'analisi degli spettri.

Per validare e testare tale configurazione per il monitoring a remoto delle vibrazioni è stato allestito un banco prova per la simulazione di difettosità di macchina. In figura 4.93 è riportata la strumentazione usata sul banco prova, costituito da un attuatore, un albero condotto con due dischi calettati in asse, l'accoppiamento a cinghia e pulegge ed un secondo albero condotto. La frequenza di rotazione può essere variata a mezzo di un inverter.

Tramite tale banco riprodotti i seguenti difetti:

- Sbilanciamento: apponendo delle opportune masse di sbilanciamento sui due dischi calettati sull'albero1;
- Disallineamento: agendo attraverso una vite posta all'estremità non accoppiata dell'albero 1 è possibile disassare lievemente la linea d'albero movente, variando la forza elastica esercitata sul supporto d'albero da una molla di contrasto;
- Gioco Meccanico: ogni sede dei cuscinetti presenti può essere allentata in modo da ricreare labilità meccanica;
- Frizione: attraverso il manicotto posto all'estremità libera del secondo albero è possibile introdurre un lieve effetto di frizione meccanica (o di cattiva lubrificazione) forzando l'albero in direzione radiale. Si deve avere l'accortezza di non eccedere con il carico applicato per evitare danneggiamenti nei cuscinetti adiacenti.

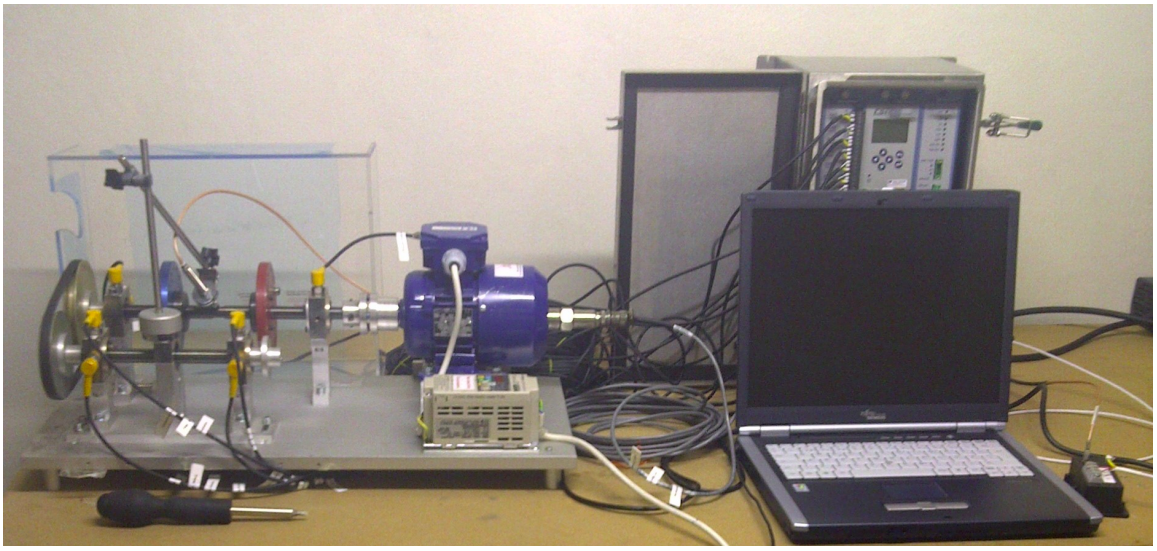


Figura 4.93: Banco Prova per Testing Strumentazione

Chiaramente altri difetti, quali ad esempio quelli di cuscinetto o di cinghia, non possono essere simulati senza intaccare la componentistica di macchina. Sono stati installati diversi accelerometri in direzione radiale ai vari supporti e configurati in modo tale da lavorare con i canali della centralina d'acquisizione. Un ulteriore accelerometro è stato posizionato assialmente al motore, nonostante le dimensioni contenute di quest'ultimo abbiano obbligato alla scelta di un punto di misura non propriamente ottimale. E' inoltre stato verificata la possibilità di acquisire in real time la velocità d'albero attraverso un prossimetro ad induzione posto in corrispondenza di una difformità geometrica della sezione. Ad esso è stato allocato un canale tachimetrico e nello stesso ingresso è stato costruito un canale tachimetrico virtuale con la velocità dell'albero condotto.

A seguire riportiamo alcuni diagrammi spettrali acquisiti in fase di testing e validazione della componentistica su banco prova. Si osservi che in molte di queste sessioni di test sono spesso compresenti più tipologie di difetto nella stessa acquisizione, In figura 4.94 vediamo messe a confronto due acquisizioni successive sullo stesso punto di misura con e senza l'apposizione di un peso di sbilanciamento sul secondo disco verso l'accoppiamento a cinghia; si osservi la forte variazione del picco al prim'ordine da una configurazione alla seguente. In figura 4.95a vediamo evidenziate con diversi cursori le due famiglie d'armoniche multiple intere della frequenza di rotazione dell'albero movente e dell'albero condotto, frutto di una configurazione di test in cui sono stati introdotti contemporaneamente effetti

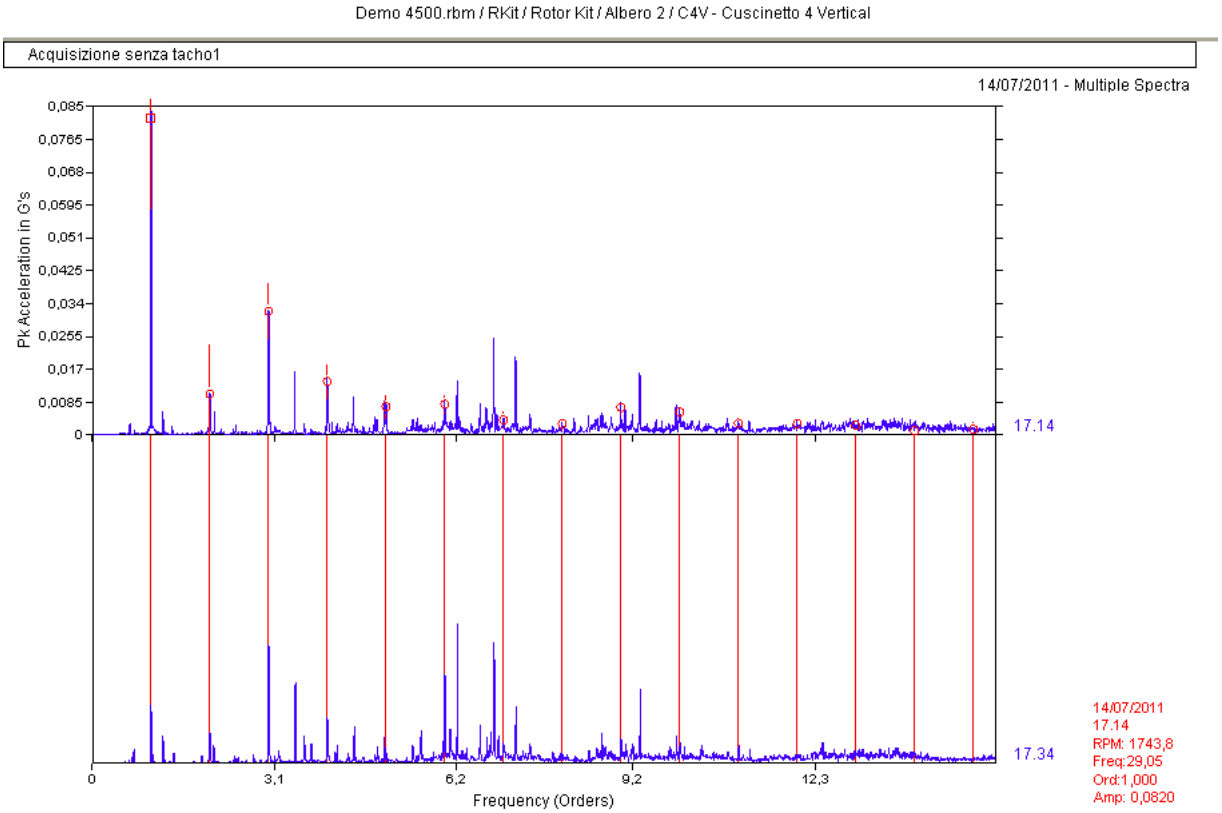
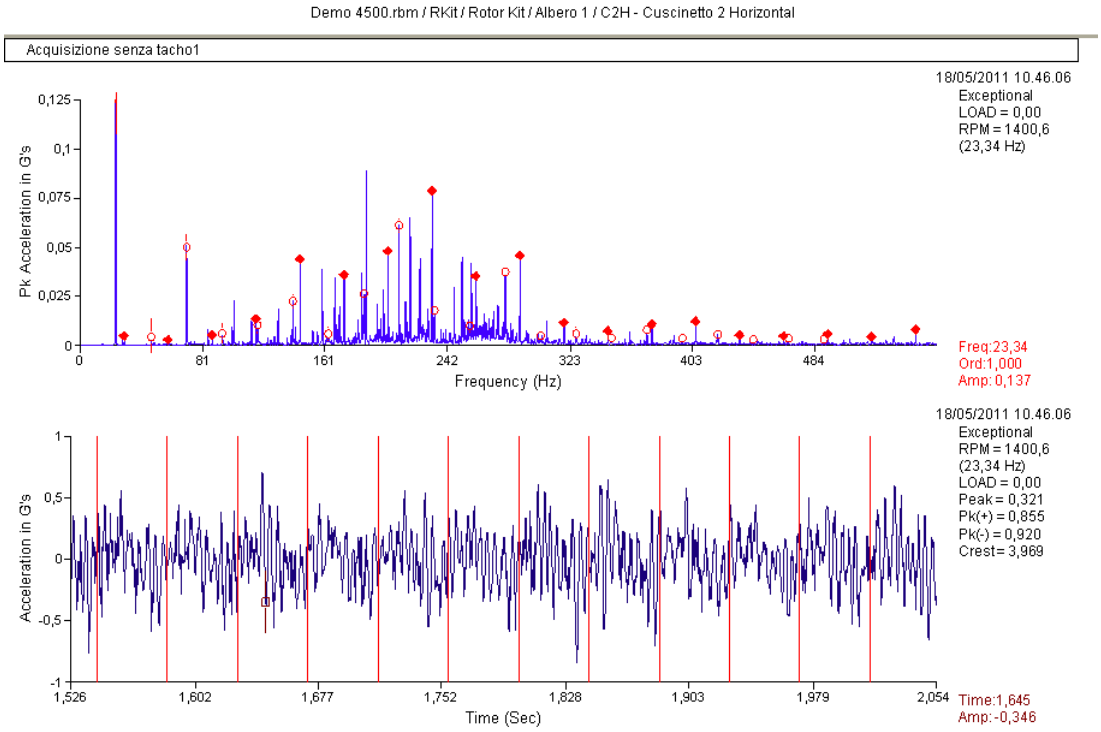
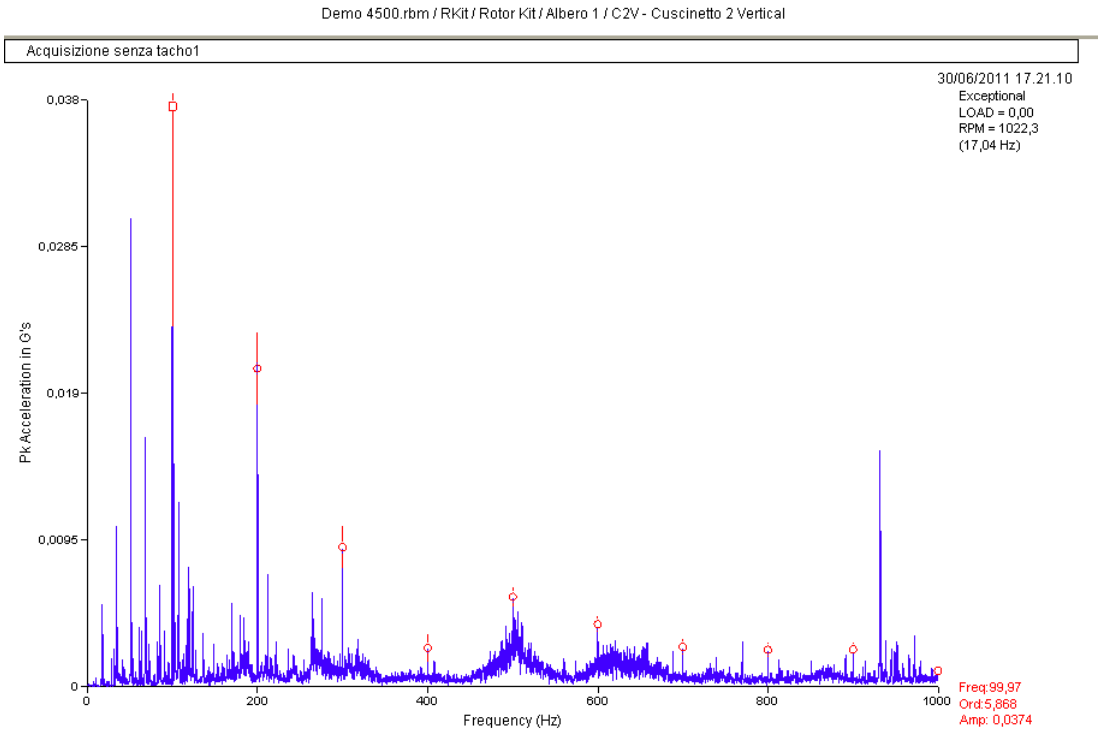


Figura 4.94: Peso di Sbilanciamento sull'Albero 1

di sbilanciamento di labilità meccanica e di lieve disallineamento. In figura 4.95b notiamo invece la presenza di una famiglia di armoniche multiple intere del doppio della frequenza di rete. Si osservi che in motori elettrici di tali dimensioni non raramente capita d'imbattersi in segnali di tale natura, che in motori di più elevate dimensioni corrisponderebbero a problemi di statore ben più gravosi.



(a) Gioco generalizzato sui 2 alberi e Disallineamento albero 1



(b) Componente elettrica a 100 Hz ed armoniche

Figura 4.95

Capitolo 5

Tecniche di on-line condition monitoring

Il Progetto G-Talk nasce come soluzione di on-line condition monitoring in risposta alla richiesta pervenuta da diversi costruttori di macchine alla ricerca di una maggiore affidabilità dei propri sistemi. Nello specifico l'idea iniziale di tale prodotto sorge a seguito di un audit vibrazionale presso Sidel, costruttore di macchine automatiche per il settore Beverage del gruppo Tetra Pak. Molti clienti di Sidel lamentavano accadimenti di guasto frequenti sulla riempitrice Eurotronica, in particolar modo nei modelli dotati di camera sanitizzante in atmosfera clorata. A seguito di un expertise d'analisi vibrazionale, condotta da I-Care Belgio presso i laboratori Sidel attraverso analizzatore portatile si tentò di riprodurre artificialmente delle difettosità, senza però ottenere i risultati sperati essenzialmente per due motivazioni: in primis l'ambiente di conduzione dei test, nettamente meno gravoso della realtà in cui spesso si trova ad operare un impianto di questo tipo; in secondo luogo l'approccio d'analisi puntuale off line su sistemi di tale complessità rappresenta in molti casi una forte limitazione ed inficia la bontà di un approccio evoluto quale l'analisi vibrazionale spettrale. Per l'appunto tali considerazioni hanno guidato i miei primi passi nello sviluppo di tale progetto. Il progetto G-Talk si prefigge, come introdotto nelle prime fasi di questo elaborato, di fornire al mercato una soluzione HW/SW per la diagnostica predittiva in real time in grado di monitorare in continuo i parametri critici d'impianto, parametrizzarne le dinamiche e prevenire fermi non pianificati attraverso l'emissione d'allerte appositamente definite. In particolare, la peculiarità che lo vuole contraddistinguere da molte alte soluzioni disponibili è la possibilità di effettuare analisi vibrazionali non solo di tipo globale e di trending dei valori nel tempo ma anche analisi spettrali agli ordini. Nello specifico il concept iniziale è quello di definire, a valle

di uno studio approfondito dello storico manutentivo e di una accorta parametrizzazione della dinamica della macchina, i punti di misura migliori in un'ottica di minimizzazione della criticità globale di funzionamento. In tali punti, rilevate le frequenze caratteristiche di difetto d'asset nello spettro in frequenza imporre delle opportune soglie d'allarme multilivello definite in banda di frequenza. Al superamento dei livelli d'allarme in condizioni nominali di regime di funzionamento, definite attraverso degli opportuni predicati logici di tipo *"if-then"*, si vuole quindi automatizzare l'acquisizione di opportuni diagrammi spettrali e relative forme d'onda temporali. A concludere il quadro generale si sottolinea la possibilità di effettuare analisi mirate on demand da remoto con consegna della reportistica dettagliata al cliente evitando spese di trasferta e difficoltà di accesso alle zone di misura. Il raggiungimento di tali obiettivi, per un sistema che andrà ad operare in soluzioni impiantistiche cinematicamente complesse, trova come principale ostacolo due problematiche sulle quali verterà la maggior parte di tale trattazione:

1. discretizzazione delle criticità d'impianto al fine di focalizzare i limitati punti di misura a disposizione nelle zone a maggior valore aggiunto;

2. caratterizzazione dinamica, individuazione delle fault frequencies specifiche e definizione di opportune soglie d'allarme.

5.1 On-line condition monitoring

L'impiego di soluzioni di condition monitoring in continuo con sistema d'allarme in remoto trova larga applicazione da tempo in sistemi di produzione energetica quali turbomacchine e nell'idroelettrico, altamente critici sia per quanto riguarda il processo sia per quanto concerne la sicurezza di funzionamento. In sistemi di alta fascia di questo tipo, ha trovato giustificazione l'investimento di sviluppo iniziale di sistemi di controllo real time dei parametri macchina a scopo preventivo e di protezione da parte di multinazionali quali Emerson Process Management che da anni asservisce tale fascia di mercato (Fig.5.1). Per lo più in applicazioni di diagnostica predittiva nel settore energetico si propende per l'impiego di sensori di prossimità a correnti parassite montati in punti di misura avallati da una opportuna analisi modale iniziale. Quindi, a valle di uno studio analitico delle deformate modali del sistema in esame, per applicazioni su turbomacchine il posizionamento dei sensori di misura è guidato ed individuato per via analitica con un buon grado di affidabilità

del sistema di misura. Per le applicazioni che invece si propone di servire il sistema di on-line condition monitoring G-Talk si rende necessario definire un diverso modus operandi per pianificare l'installazione più consona al sistema in esame, vedremo nei prossimi paragrafi il flusso di lavoro individuato durante lo sviluppo del progetto.

Esistono in commercio differenti soluzioni per l'on-line monitoring degli impianti, in grado di monitorare il trend dei parametri di processo e di valori di temperature, pressioni, portate e dei livelli di vibrazione garantendo l'allerta a fronte di anomalie. Tali soluzioni per macchine industriali di fascia non elevata hanno l'intento specifico, per quanto concerne l'analisi vibrazionale, di consentire il trend globale dei valori secondo normativa ISO, come indicato al paragrafo 3.6, in punti inaccessibili per la misura tramite sensoristica portatile. Il valore aggiunto di tali prodotti è chiaramente oltre a quello di risolvere problemi di accesso alla zona di misura, anche di monitore in tempo reale lo stato di salute dell'impianto. Per contro essi trascinano con loro tutte le limitazioni viste per un'approccio di tipo globale all'analisi vibrazioni, portando dunque ad emissione di falsi allarmi in molti casi, incapacità di valutare la dinamica effettiva delle componenti in gioco e l'impossibilità di individuare con esattezza la natura del difetto.

La soluzione G-Talk mantiene la caratteristica basilare di monitoring globale dei valori acquisiti in continuo, con però la possibilità di individuare delle specifiche bande in frequenza sulle quali definire le soglie d'allarme raffinando così le emissioni di allerta, unitamente alla possibilità di eseguire analisi vibrazionali spettrali mirate da remoto. per quanto concerne la parte HW della soluzione ho avuto pieno supporto da Emerson Process Management che, in qualità di partner strategico di I-Care in molti progetti, ha messo a disposizione della strumentazione di derivazione turbomachinery. L'idea alla base del progetto è quella di rielaborare uno strumento ideato per applicazioni standard d'alta fascia, configurandolo al fine di servire applicazioni a maggiore complessità cinematica ma di fascia medio-alta. I numeri richiesti dal mercato sono a netto favore dello sforzo progettuale richiesto, essendo numerosi e svariati i campi d'applicazione individuati per tale prodotto.

5.1.1 Approcci presenti in letteratura

Si vuole qui riportare in breve qualche riferimento sugli approcci di monitoring on-line delle vibrazioni, tra i più significativi incontrati durante il percorso di sviluppo del proget-

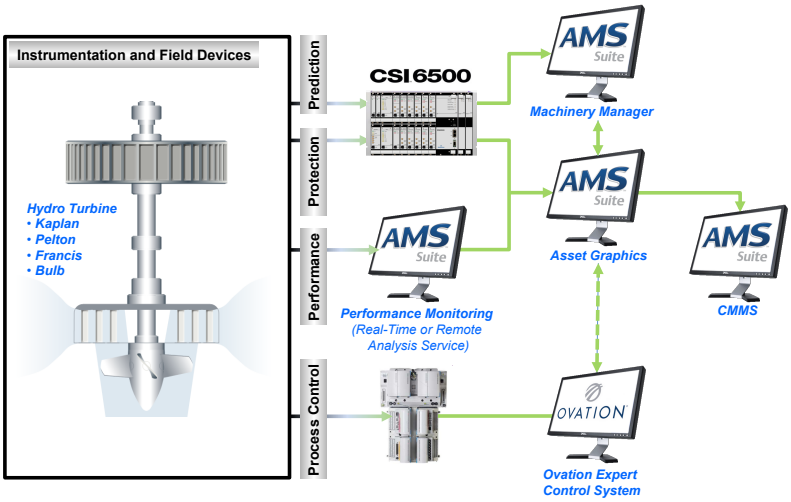


Figura 5.1: Emerson CSI 6500 per impieghi nel settore idroelettrico e turbomachinery

to e della stesura di questo testo. Si osservi come tale argomento costituisca un capitolo del tutto aperto e nel vivo della ricerca accademica, essendo partito in maniera forte solo nell'ultimo ventennio. Nel 2000 *D.E. Dimla Sr. e P.M. Lister* [Dimla (2000)] pubblicarono un interessante articolo di ricerca sull'impiego di un sistema di on-line condition monitoring per il controllo ed il trend dei regimi di funzionamento di una macchia utensile attraverso misurazioni dinamiche e vibrazionali. Un'idea valida è sicuramente stata quella di corredare i livelli globali di vibrazione di grafici del trending temporale degli spettri al fine di evidenziare un'usura generalizzata degli utensili (Fig.5.2). Nel 2002 G.C. Zhang et al. [Zhang (2002)] misero a punto un sistema d'analisi bi-spettrale. utile per incrementare in rapporto segnale accelerometrico su rumore, per il monitoring on-line di macchine per lo stampaggio lamiera (Fig.5.4). Nel 2010 *Fangji Wua et al.* [Wua (2010)] implementarono una tecnica di riconoscimento neurale denominata self-organizing map (SOM) atta al riconoscimento adattivo di anomalie nelle acquisizioni tramite sistema di monitoring in real time rispetto ad una acquisizione campione della macchina in buono stato (Fig.5.5). Sempre nel 2010 Gang Niu et al.[Niu (2010)] utilizzano strumentazione on-line per l'acquisizione in continuo di segnali temporali globali di vibrazione su di un compressore impiegato nell'industria petrolchimica ai fini di ottimizzare con algoritmi RCM gli interventi manutentivi. Nel 2011 T.H. Loutas et al. [Loutas (2011)] scrivono un articolo sull'impiego combinato e sinergico di differenti tecniche di diagnostica tecnica in sistemi on-line per il monitoraggio predittivo di macchine rotanti, con particolare focus sui riduttori.

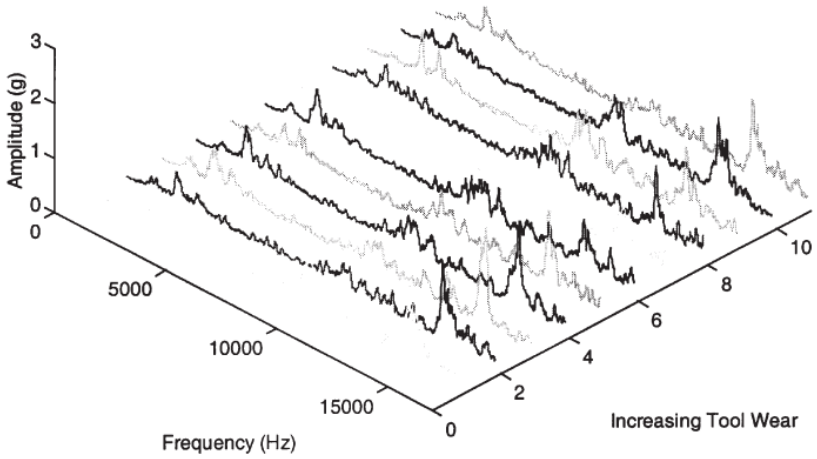


Figura 5.2: D.E. Dimla Sr. e P.M. Lister (2000)

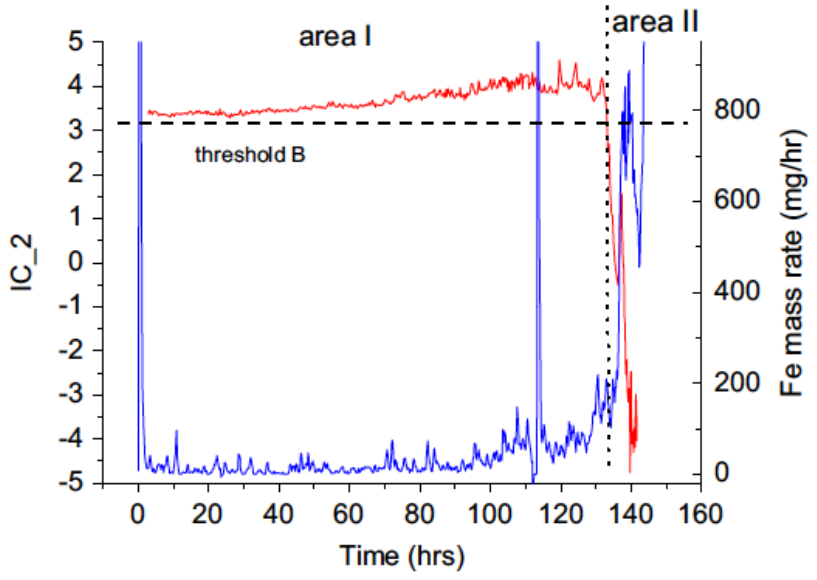


Figura 5.3: T.H. Loutas, D.Roulias, E.Pauly, V.Kostopoulos (2011)

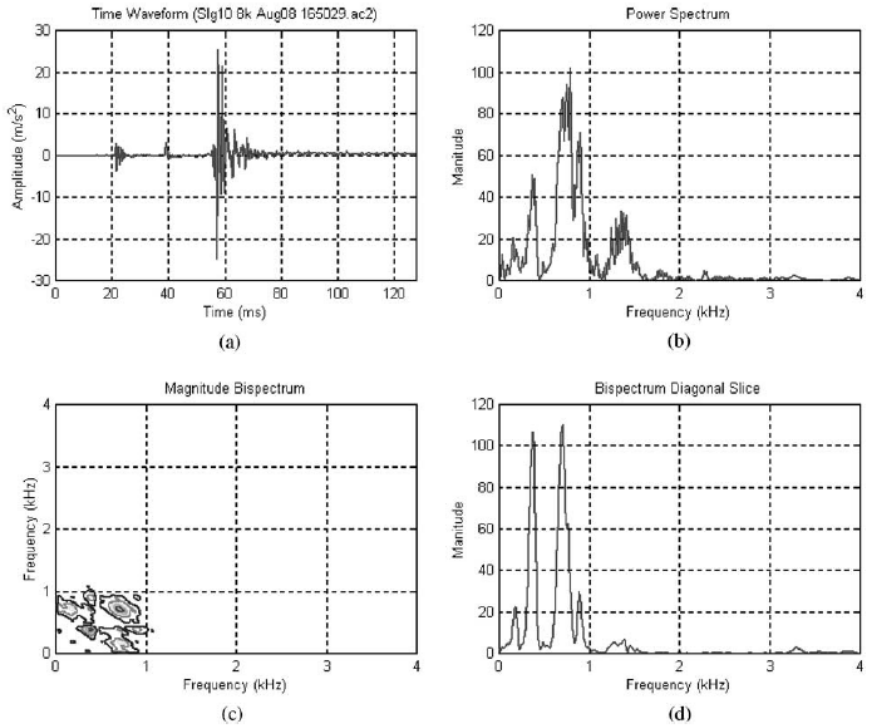


Fig. 7. An acceleration signal obtained under slug condition, its power spectrum, magnitude bispectrum and the diagonal slice of the bispectrum.

Figura 5.4: G.C. Zhang, M. Ge, H. Tong, Y. Xu e R. Du (2002)

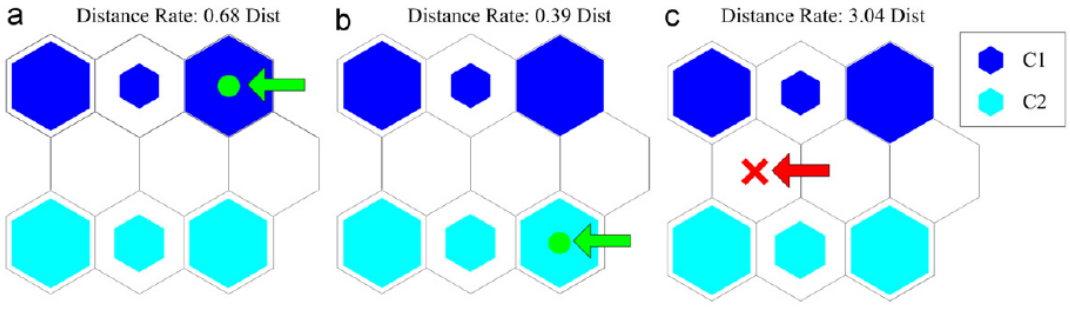


Figura 5.5: Fangji Wua, TianyiWangb e JayLee (2010)

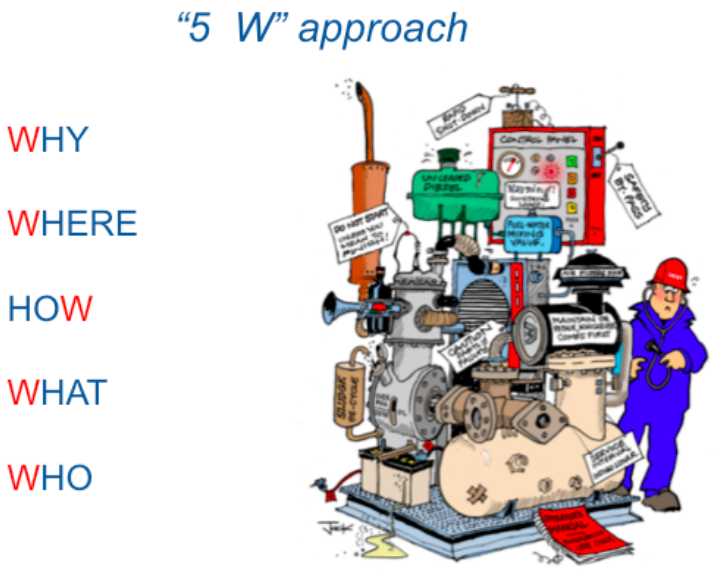


Figura 5.6: G-Talk : a “5 W” approach

5.2 G-Talk Project : a “5 W” approach

Per descrivere nel dettaglio le fasi che hanno condotto allo sviluppo del progetto G-Talk e che ne sono via via divenute parte integrante si è deciso di impiegare un approccio definito a *“5 W”*. Ciascuna *W* vuole rispondere agli interrogativi chiave sorti in fase di concept del prodotto, ai quali è stato necessario metaforicamente rispondere per portarne a termine lo sviluppo:

WHY Perché tale soluzione è soluzione più opportuna?

WHERE Dove è necessario concentrare i propri sforzi?

HOW Com’è possibile monitorare al meglio tali componenti critiche?

WHAT Cosa possiamo individuare con tale soluzione?

WHO Chi può trarre beneficio da tale soluzione?

Vediamo dunque nel dettaglio il significato passo-passo dell’approccio adottato in tale progetto.

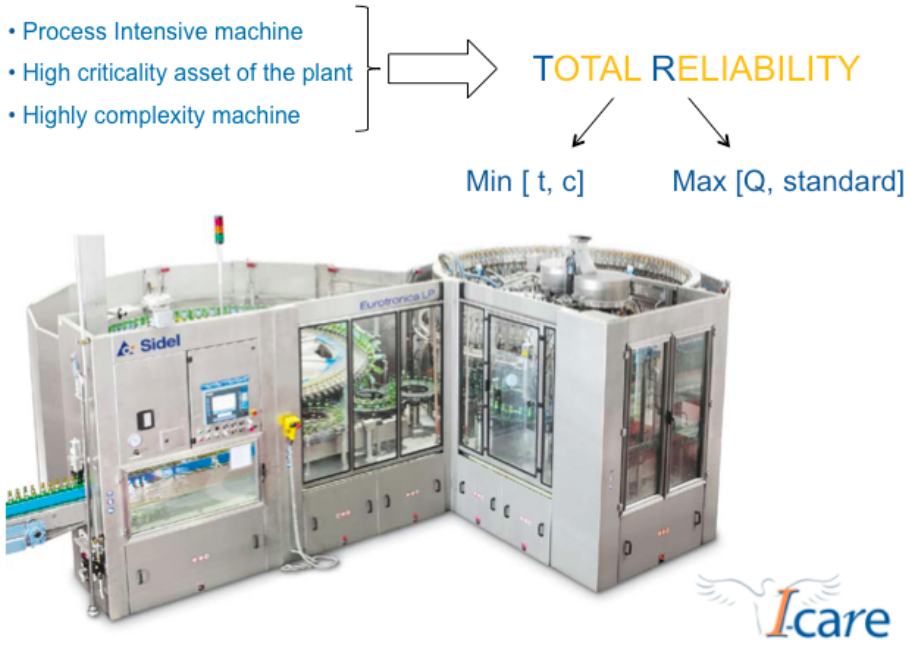


Figura 5.7: WHY this solution can be the right one?

5.2.1 Why

Perché tale soluzione è soluzione più opportuna? Perché in molti asset industriali un approccio predittivo "classico" basato su una cadenza di misurazione periodica prefissata può non essere la soluzione migliore per perseguire l'affidabilità totale d'impianto. Per tal motivo in tutte le macchine process-intensive, nelle macchine altamente critiche a livello di impianto o negli asset ad elevata complessità cinematica tale soluzione costituisce il miglior approccio per minimizzare i tempi di fermo impianto ed i costi legati alle campagne periodiche di manutenzione preventiva. La riduzione degli accadimenti di guasto si riflette dunque in una massimizzazione della produzione, unitamente ad una maggiore qualità di prodotto.

5.2.2 Where

Dove è necessario concentrare i propri sforzi? L'affidabilità non può essere perseguita unicamente attraverso una sensorizzazione massiva dell'impianto. E' invece fondamentale porre i sensori dove questi sono più utili allo scopo. Si rende quindi necessario individuare un'approccio ingegneristico e strutturato per identificare le componenti del-

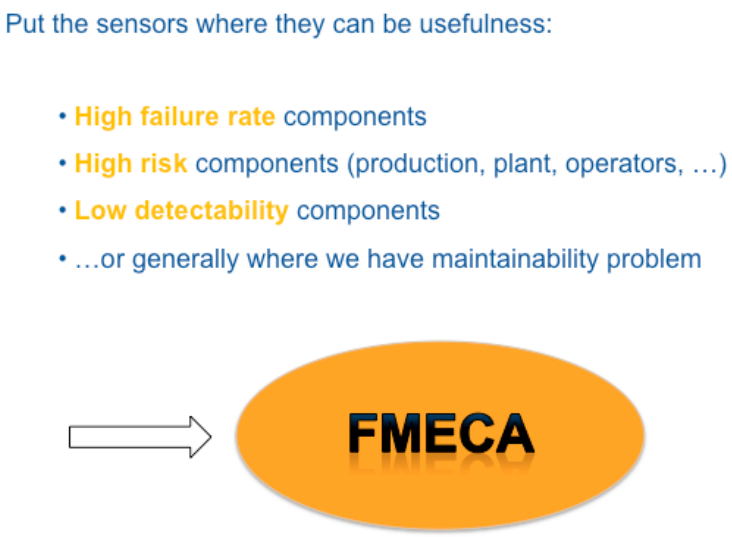


Figura 5.8: WHERE should we focus our attention?

la macchina maggiormente critiche dal punto di vista della frequenza d'accadimento del guasto (OCCURRENCE), della facilità di detenzione di un'anomalia (DETECTABILITY) e dell'impatto del guasto sul prodotto, sul processo e sulla sicurezza operativa (SEVERITY). Tale obiettivo può essere conseguito attraverso l'implementazione di una accorta analisi FMECA (Failure Modes, Effects and Criticality Analysis).

Vediamo nel dettaglio il processo logico che mi ha condotto nella definizione del Workflow operativo, che caratterizza tale pacchetto G-Talk per la possibilità di individuare i migliori punti di misura anche in soluzioni applicative complesse, come per l'appunto l'imbottigliatrice di Birra Peroni che ci appresteremo a commentare nel dettaglio più avanti.

5.2.2.1 Analisi preliminare

Ad inizio progetto la prima fase consiste anzitutto nell'organizzare una riunione preliminare con i responsabili di manutenzione. In tale occasione si deve cercare di ottenere quante più informazioni possibili sull'impianto in esame, sul suo funzionamento e sulle sue problematiche principali dal punto di vista del cliente. E' questo il momento più opportuno per iniziare a definire le linee guida e per richiedere tutta la *documentazione necessaria per l'analisi* FMECA. In particolare i materiali che più si sono resi necessari nelle successive fasi d'analisi sono certamente stati:

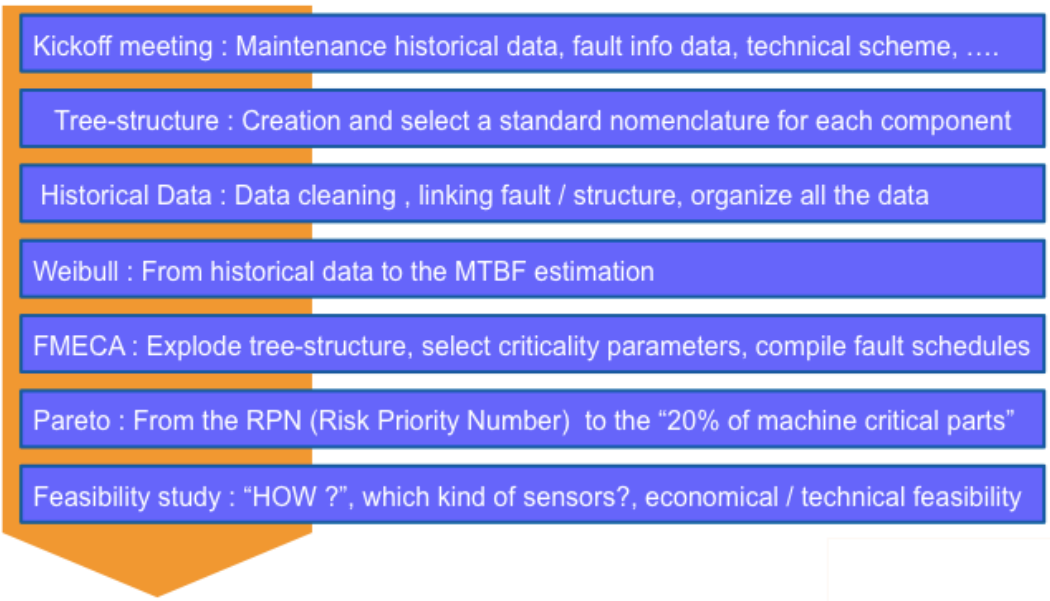


Figura 5.9: FMECA Workflow implementato nella soluzione G-Talk

- lo Storico Guasti e lo Storico Manutentivo
- i Piani di Manutenzione periodica preventiva
- Schemi Tecnici e datasheet
- Manuali di Manutenzione e di funzionamento delle componenti
- Info e pareri raccolti sul campo

5.2.2.2 Tree structure

Ottenuta la documentazione specifica ed analizzato nel dettaglio il funzionamento della macchina in esame si rende necessario procedere ad una *Scomposizione Funzionale* della stessa su più livelli. E’ opportuno procedere con la scomposizione della macchina in sottoelementi funzionali in maniera ragionata, valutando di volta in volta se un maggior livello di dettaglio nella struttura asset possa essere funzionale all’analisi. In figura 5.10 è rappresentata la struttura che ho sviluppato per il pilot plant in Birra Peroni, prima sottoforma di foglio excel e successivamente importato nel SW HOLIS della soluzione G-Talk,

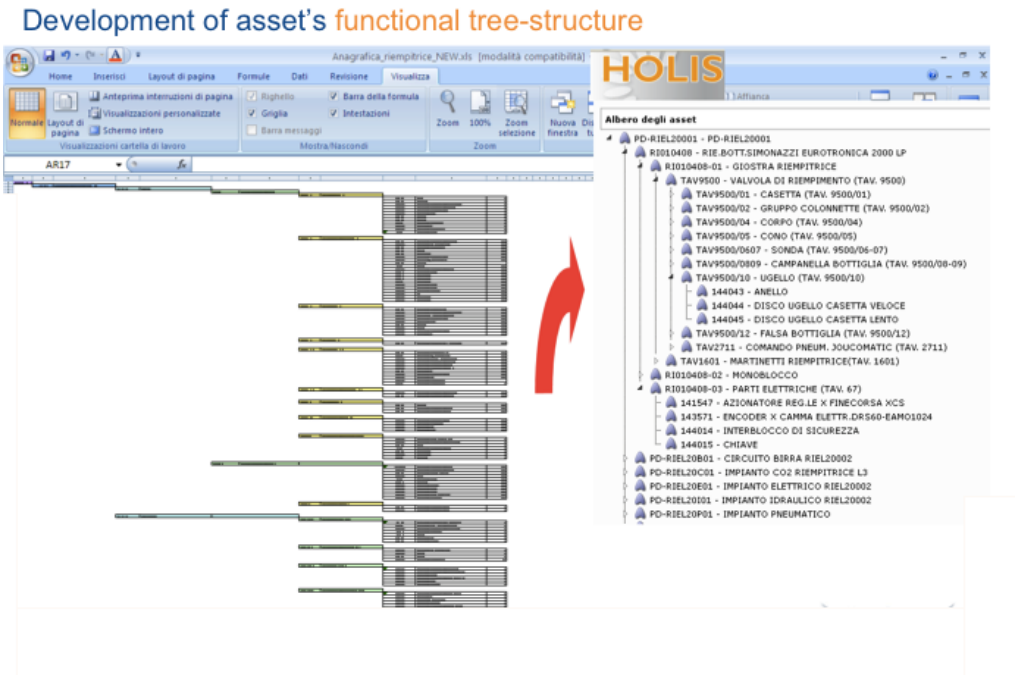


Figura 5.10: Tree Structure

in collaborazione con Inspiring Software. Per ciascun livello d'asset è stato mantenuto il property tag identificativo adottato nel SAP Peroni ove presente.

5.2.2.3 Historical data

Si procede dunque con l'analisi e la pulizia dei dati di storico ottenuti dal cliente. E' fondamentale ricostruire una solida corrispondenza uno a uno tra lo storico e l'albero asset costruito, al fine di collocare i vari accadimenti di guasto alle componenti d'impianto. Si consiglia di indicare con diciture differenti gli accadimenti legati a manutenzione straordinaria non pianificata rispetto agli interventi pianificati di preventiva, in modo tale da poter poi filtrare i dati d'analisi a piacimento.

5.2.2.4 Weibull analysis

Costruito l'albero asset e caricato lo storico dati in HOLIS si può procedere con la stima del MTBF (Mean Time Between Failure), ossia del tempo medio che intercorre tra un accadimento e il successivo, attraverso un'analisi Weibull. Il software messo a disposizione nella

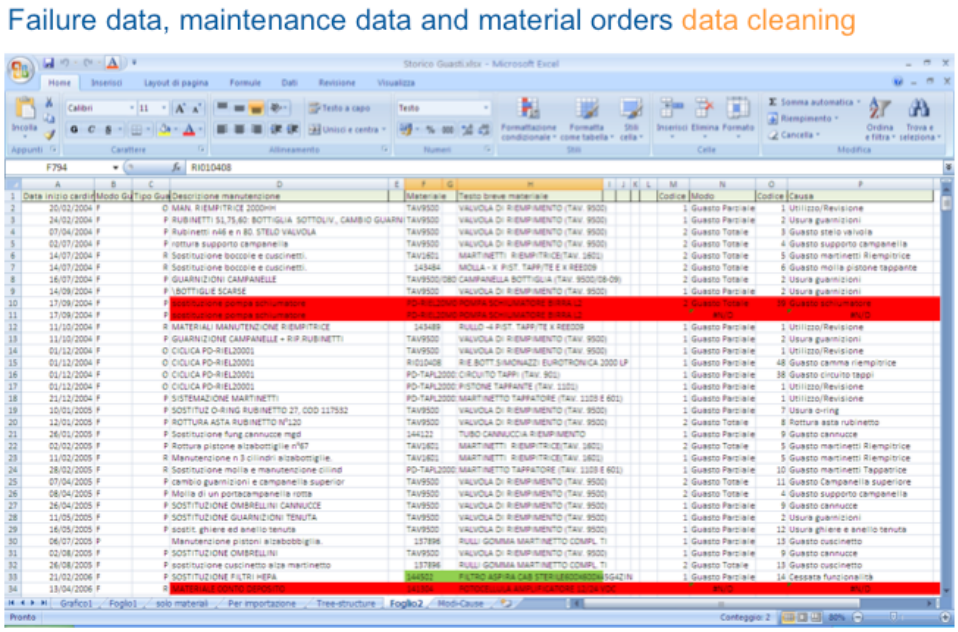


Figura 5.11: Historical Data

soluzione G-Talk permette di effettuare un'analisi Weibull, dopo un mirato filtraggio dei dati di guasto importati, attraverso 5 differenti metodi di regressione analitica e numerica:

- Analisi Esponenziale
- Analisi SEVD
- Analisi di Regressione
- Conteggio TTF
- Life Table

I primi tre metodi d'analisi consistono in una regressione analitica dei dati di guasto, mentre gli ultimi due sono approcci di base-fitting sperimentale. L'andamento della curva di regressione ottenuta con questi ultimi due metodi consente di valutare la bontà dei dati impiegati, valutando se il campione è più o meno sufficiente per una stima realistica del MTBF. Tale analisi Weibull deve essere condotta in maniera ragionata per ciascun livello d'asset per il quale si desidera poi impostare l'analisi FMECA.

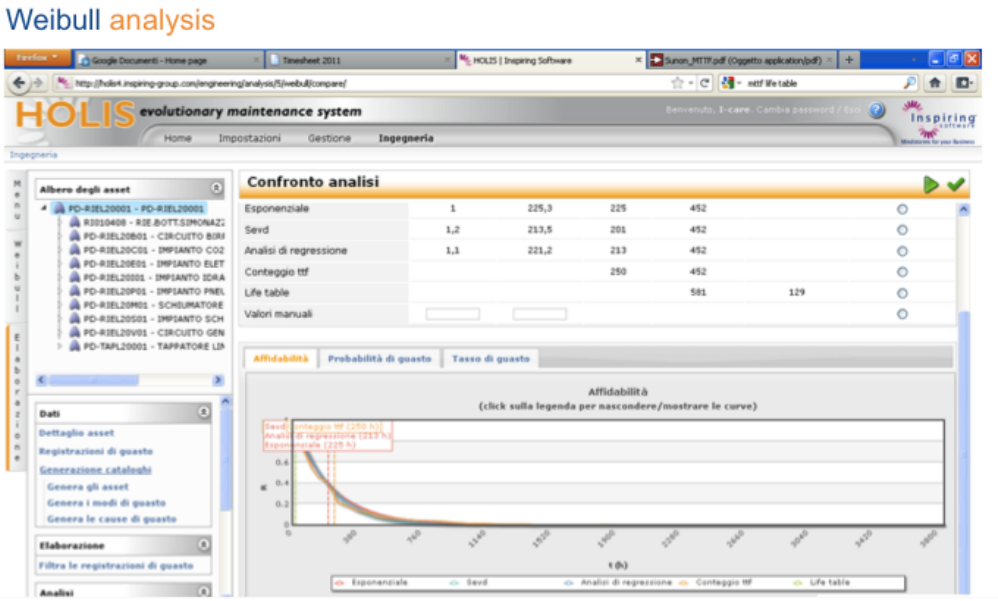


Figura 5.12: Weibull Analysis

5.2.2.5 FMECA

Abbiamo dunque ora tutti i presupposti per impostare l'analisi FMECA che ci condurrà alla definizione dei punti di misura ottimali per il sistema in esame. In primis, per affrontare un sistema di tale complessità costruttiva con un albero asset molto esteso ed articolato, si è deciso di procedere ad una razionale ESPLOSIONE DELL'ALBERO ASSET per iterazioni progressive. Come visibile in figura 5.13 infatti sono state considerate in prima analisi esclusivamente le macroaree funzionali della macchina in esame, riportandole per valore di MTBF crescente. Via via si è proceduto ad esplodere in sottolivelli, secondo la struttura asset precedentemente caricata, le aree a maggiore criticità dal punto di vista della frequenza d'accadimento, ossia a MTBF minore. Al termine di tale processo abbiamo ottenuto così gli elementi d'asset candidati per l'analisi FMECA.

Si può dunque proseguire con la definizione dei Parametri di Criticità che consentiranno di classificare le varie componenti. Nello studio in esame si è deciso di attribuire a ciascun elemento considerato nell'analisi FMECA tre parametri di criticità:

1. OCCURRENCE : frequenza di accadimento di guasto, associata nello specifico al valore di MTBF stimato in fase d'analisi Weibull;

2. DETECTABILITY : facilità di individuare un incipiente accadimento di guasto, con sufficiente margine temporale d'intervento;

3. SEVERITY : gravosità dell'accadimento di guasto in termini di impatto sulla produzione, sulla qualità del prodotto e sulla sicurezza operativa.

Per tali parametri sono state quindi associate delle scale decimali, con valori crescenti di criticità per ciascun parametro (Fig.5.14).

Ogni asset considerato in fase d'analisi dovrà quindi essere valorizzato e classificato sulla base di tali tabelle di criticità definite. Tale fase di associazione dei valori di criticità è fondamentale rivederla e discuterla con i responsabili della manutenzione interna, che meglio conoscono e quotidianamente incontrano tali interrogativi.

Una volta classificati tutti gli elementi sulla base dei tre indici di criticità definiti è dunque possibile procedere al calcolo del valore globale di criticità di ciascun componente, anche detto RPN (RISK PRIORITY NUMBER). E' stata impiegata una media ponderata nel calcolo dell'RPN e come visibile in figura 5.15, in automatico in HOLIS è stato possibile ottenere delle rappresentazioni grafiche sia della distribuzione delle criticità globali a livello d'impianto sia dei valori dei singoli parametri di criticità.

5.2.2.6 Pareto analysis

Note le criticità specifiche d'impianto è possibile procedere ad una selezione delle aree d'intervento, dal punto di vista puramente teorico, a mezzo dell'ANALISI DI PARETO, a sua volta implementata nella soluzione G-Talk. Il Teorema di Pareto asserisce infatti che: *"Il 20% delle componenti di un sistema caratterizzano l'80% delle criticità del sistema stesso"*. Andando dunque a monitorare tale 20% di componenti ad elevata criticità si potrà dunque perseguire l'abbattimento dell'80% della criticità globale del sistema, garantendo un incremento della sua affidabilità e della sua produttività effettiva.

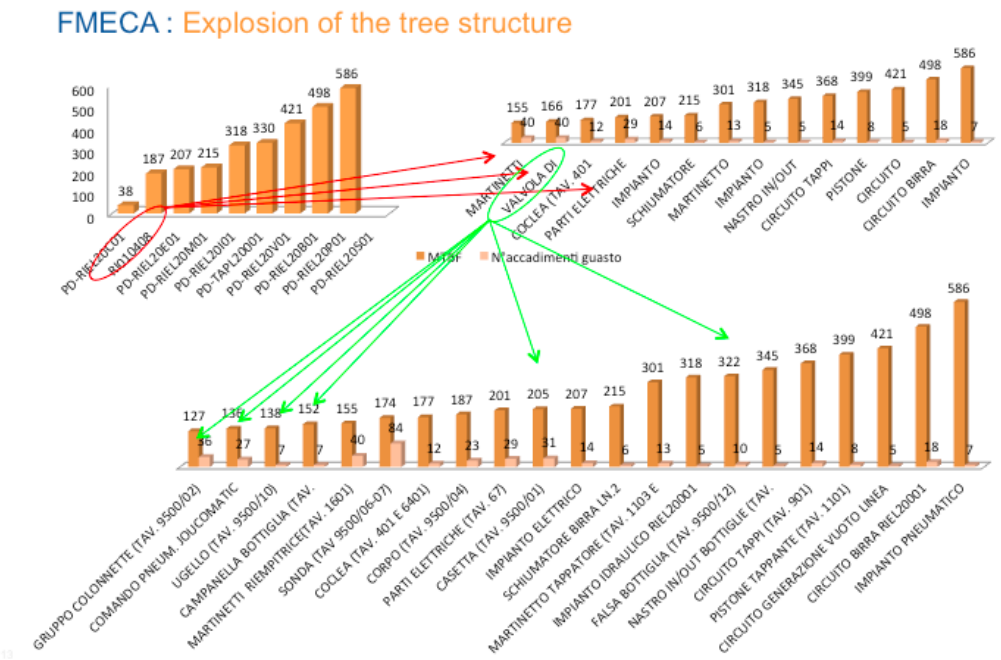


Figura 5.13: FMECA : Explosion of the Tree Structure

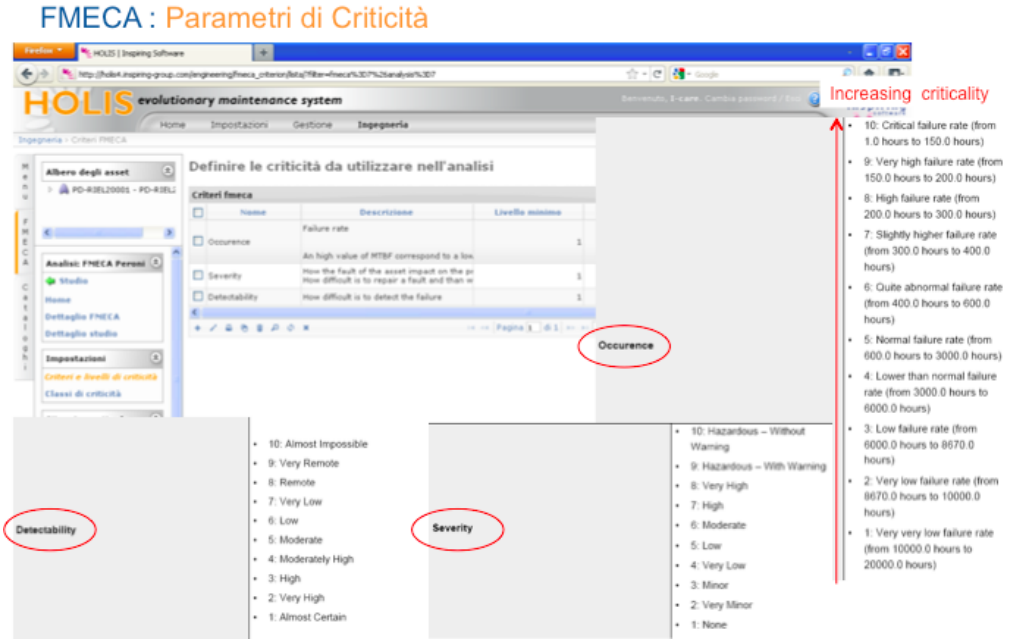


Figura 5.14: FMECA : Cricality Parameters

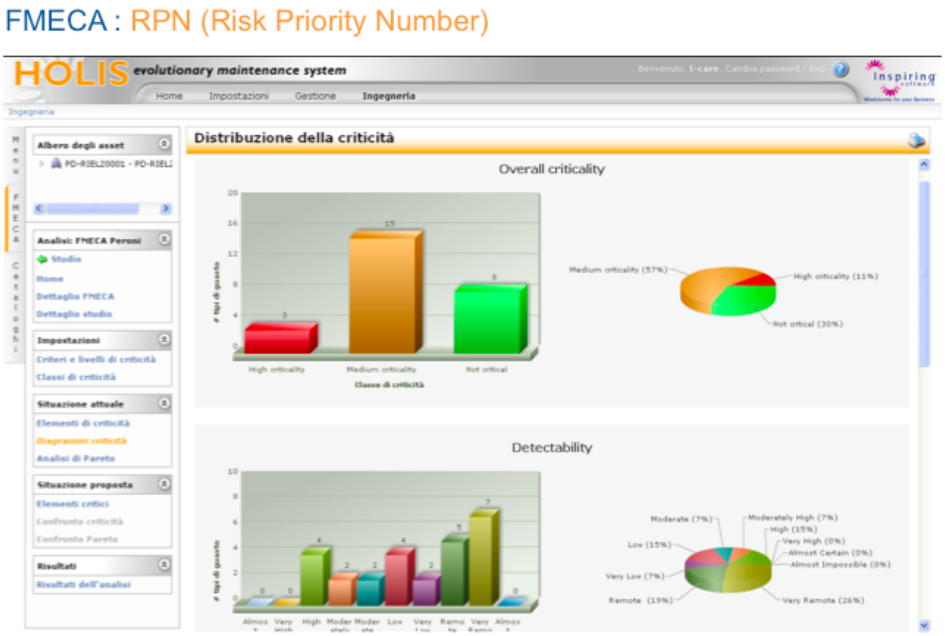


Figura 5.15: FMECA : RPN (Risk Priority Number)

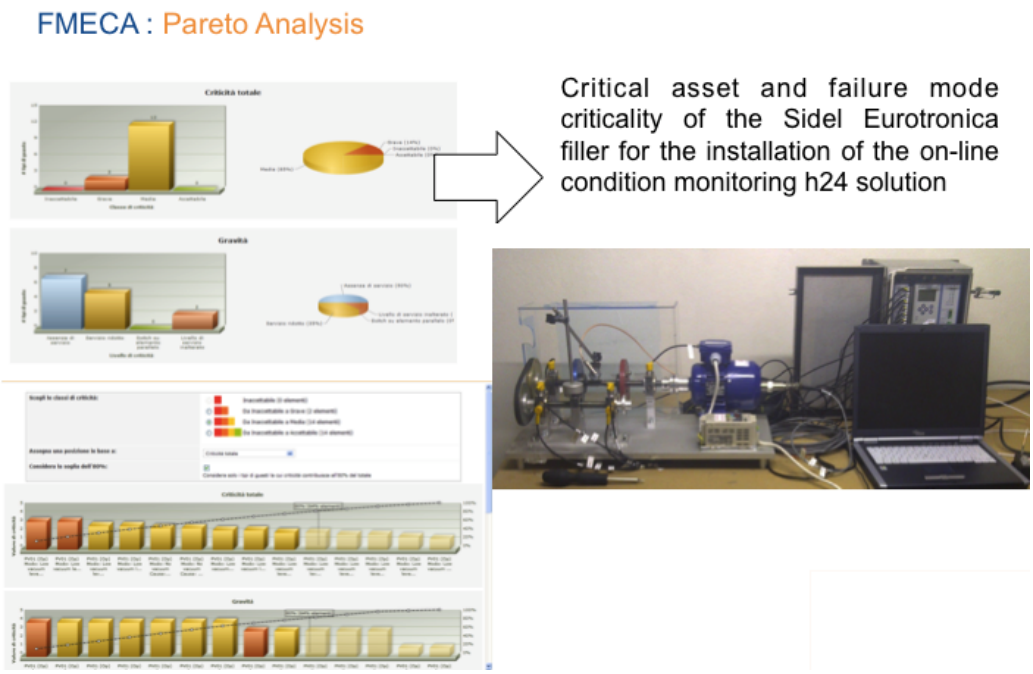


Figura 5.16: Pareto Analysis

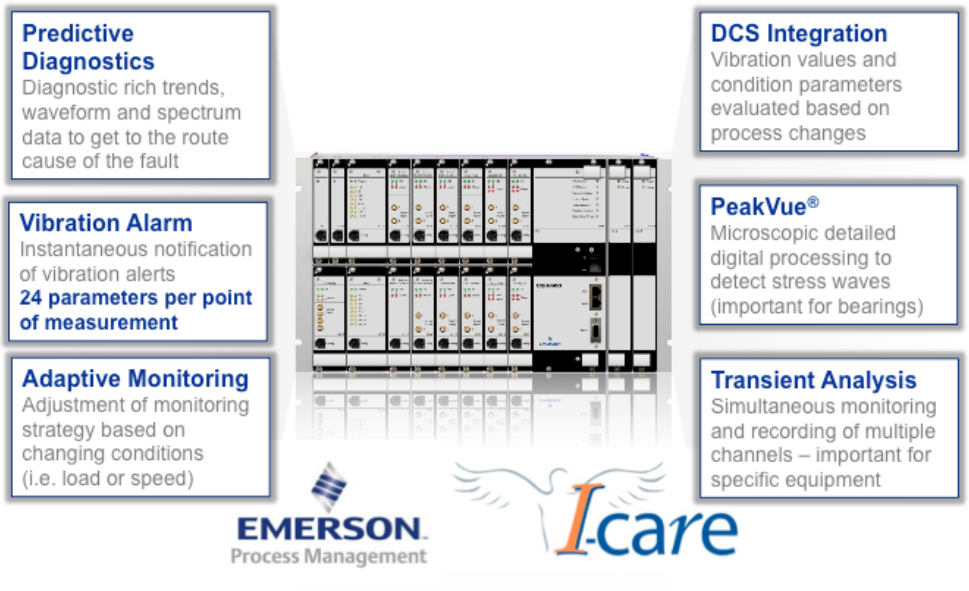


Figura 5.17: Analizzatore adottato come cuore della componentistica HW del sistema G-Talk

5.2.3 hoW

Come possiamo monitorare al meglio tali componenti critiche? Determinato dove bisogna andare ad agire per portare un beneficio all'impianto è necessario ragionare ora sul come attuare nella pratica questo quadro attraverso la componentistica HW a disposizione del sistema G-Talk. L'HW che può maggiormente rispondere a tale interrogativo è costituito dall'Emerson CSI 6500 (Fig.5.17), per tale applicazione pilota si è convenuti in un accordo tra I-Care ed Emerson Process Management di testare all'interno del progetto G-Talk il predecessore CSI 4500, costruttivamente pressoché identico se non per la mancanza di un modulo di protezione avanzata resosi obbligatorio nelle applicazioni turbomachinery attuali.

Tale acquisitore dispone, nella sua configurazione base, di 12 canali di input in voltaggio configurabili per segnali accelerometrici, di spostamento, di temperatura, di pressione o di portata; di 2 canali tachimetrici e 2 canali I/O digitali. Necessita di essere opportunamente configurato per lavorare su di un server dedicato sul quale andrà via via a scaricare le acquisizioni indicizzate nella RAM interna all'acquisitore stesso. Il sistema sarà poi interrogabile e consultabile da remoto da qualunque postazione configurata e sincronizzata tramite VPN (Virtual Private Network) con il server dedicato.

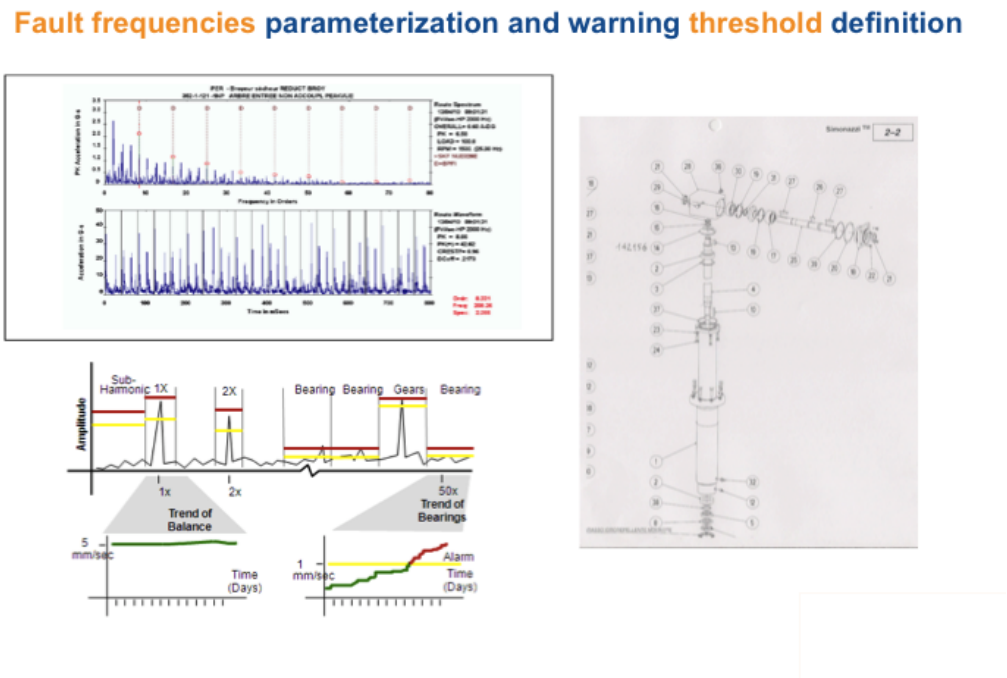


Figura 5.18: Analisi Spettrale e definizione mirata di soglie d'allarme in bande di frequenza

Per ciascun canale accelerometrico permette di configurare fino a 24 differenti parametri d'acquisizione, per i quali si potranno dunque impostare delle soglie d'allarme e dei range di frequenza dedicati (Fig.5.18). Tale architettura permette di operare dunque sia con un'approccio globale mirato in bande di frequenza, sia con un'analisi spettrale avanzata (anche con tecnologia PeakVue®) a fonte dell'emissione di allarmi opportunamente tarati sulle frequenze di difetto. Per un definizione ottimale dei parametri d'acquisizione e per l'individuazione delle frequenze caratteristiche di difetto della macchine in esame si richiederà chiaramente un certo periodo di STUDIO DELLA DINAMICA e di testing del segnale acquisito, fondamentale per garantire la predizione degli accadimenti di guasto sul sistema. Approfondiremo a seguire nel dettaglio tutto lo studio sperimentale effettuato sul campo nel pilot plant presso Birra Peroni.

Per ciascuna delle componenti d'asset critiche identificate tramite analisi FMECA e raggruppate a mezzo dell'analisi di Pareto è d'obbligo passare per un accorto STUDIO DI FATTIBILITÀ tecnico/economica da condursi assieme al cliente, al fine di valutare, tra le criticità del sistema quelle realmente risolvibili compatibilmente al dispendio di risorse



Figura 5.19: Studio di Fattibilità tecnico/economica

richiesto. Solo a valle di quest'ultima fase si può pianificare ed eseguire l'installazione della sensoristica ed iniziare con il testing del sistema.

5.2.4 What

Cosa possiamo individuare con la soluzione proposta? Come più volte detto con la soluzione proposta sarà possibile monitorare oltre ai parametri di processo anche il trend globale dei segnali accelerometrici. Dalle soglie imposte poi per ciascuna banda in frequenza per ciascuna componente critica si potranno imporre dei predicati logici che automaticamente attiveranno fino a 24 differenti acquisizioni con differenti parametri di misura per punto indagato, con possibilità di effettuare da remoto un'analisi spettrale agli ordini avanzata. Con sistema a regime, a valle del periodo di testing, si garantisce al cliente la possibilità di individuare difetti incipienti di cuscinetto fino a 3 mesi del cedimento. Vedremo a seguire nel dettaglio tutte le tipologie di difetto individuabili tramite tale soluzione su treni macchina standard e tutti i risultati conseguiti sul pilot plant di Birra Peroni sulla riempitrice Sidel TetraPak.

5.2.5 Who

Chi può trarre beneficio da tale soluzione?

1. CLIENTE

    - Abbattimento dei down time non pianificati
    - Ottimizzazione della pianificazione della manutenzione
    - Riduzione dei costi legati ai ricambi sostituiti in via preventiva
    - Riduzione dei tempi legati all'eventuale manutenzione predittiva presente
    - Maggiore affidabilità e maggiore produttività

2. I-CARE

    - Vendita del prodotto G-Talk
    - Service periodico a remoto

3. COSTRUTTORI DI MACCHINE

    - Vendita di macchine più affidabili
    - Incremento della customer's satisfaction
    - Differenziazione dei propri prodotti rispetto la concorrenza

5.3 Failure Modes, Effects and Criticality Analysis

5.3.1 L'analisi FMECA

L'analisi FMECA (FAILURE MODES, EFFECTS AND CRITICALITY ANALIYSIS) è una metodologia di studio affidabilistico che fu originariamente pensata a supporto della progettazione di prodotti/sistemi complessi. La FMECA è un'evoluzione naturale della metodologia FMEA (Failure Modes and Effect Analysis) introdotta dalla NASA (National Aeronautics and Space Administrator) a partire dal 1950, nell'ambito del programma lunare Apollo. Negli anni più recenti ha però trovato ampio spazio di applicazione in altri ambiti di utilizzo, quali l'analisi di processo e la manutenzione industriale. A tal proposito sono ormai divenute di largo impiego le terminologie specifiche M-FMECA per la manutenzione industriale, D-FMECA nell'ambito progettazione e sviluppo prodotto e P-FMECA legata al processo.

Nello specifico l'analisi M-FMECA si è affermata come strumento d'elezione per:

1. L'analisi delle Modalità di Guasto di un'entità complessa (Macchina o Sistema Produttivo)
2. L'identificazione degli Elementi Critici dal punto di vista affidabilistico
3. La definizione ragionata del Piano di Manutenzione a partire dall'analisi degli items critici

La metodologia FMECA si è consolidata nel tempo per effetto della progressiva pubblicazione di :

- Standard internazionali:
  - MIL-STD-1629(A) : Military Standards, Defence Department Of United States of America
  - SAE J1739 : Society of Automotive Engineers. Questa norma SAE fu sviluppata congiuntamente da DaimlerChrysler Corporation, Ford Motor Company, e General Motors Corporation sotto la presa visione dello United States Council for Automotive Research (USCAR)
- Applicazioni nella pratica industriale:

- Metodologia MAGEC : Metodologia Analisi Guasti, Effetti, Criticità.

L'analisi FMECA è fondamentalmente suddivisibile in due macrofasi, una prettamente qualitativa ed una successiva fase semi-quantitativa:

1. FMEA : Sostanzialmente la metodologia FMEA è costituita da una procedura per l'analisi di una entità complessa (macchina, impianto, sistema) fondata su 2 principi fondamentali: i

   (a) *Scomposizione Gerarchica* dell'entità sotto esame in sottogruppi a complessità decrescente, fino ad arrivare al livello di dettaglio voluto. Come risultato di tale fase si ha l'ottenimento di uno schema ad albero rovesciato, per molti aspetti simile ad una distinta base, strutturato però su più livelli di scomposizione funzionale (anziché di assemblaggio).

   (b) *Analisi Affidabilità* ad ogni livello, ossia la determinazione di modo, causa, meccanismo ed effetto del guasto dell'item considerato.

2. CA (Criticality Analysis) : Tale fase ha come finalità quella di valorizzare il rischio operativo di ciascun modo di guasto.

5.3.2 Terminologia

Al fine di rendere più chiara la presentazione della metodologia applicativa dell'analisi FMECA, ritengo opportuno richiamare brevemente alcuni termini in modo da fornire al lettore una definizione univoca del loro significato così come vengono specificati dalle principali normative internazionali.

Modo di guasto: Modo in cui si manifesta il guasto e il suo impatto sulle operazioni di un'entità.

Sono identificabili tre possibili modi di guasto:

- Totale
- Parziale
- Intermittente

Meccanismo di guasto: Fenomeno naturale di degrado del funzionamento di un'entità, che perdurando nel tempo può portare al guasto della stessa.

Può essere un:

- Processo fisico di carico meccanico
- Processo fisico di carico termico
- Processo fisico/chimico di invecchiamento

Causa di guasto: Origine determinante, che spiega il guasto, cioè la "circostanza che porta al guasto".

Il guasto può essere dovuto a :

1. Non adeguata progettazione
2. Non adeguata fabbricazione
3. Non adeguata installazione
4. Ad usura (usura, fatica, invecchiamento)
5. Ad utilizzazione scorretta
6. Uso improprio (maltrattamento)
7. Ad errata manutenzione

Effetto di guasto: Conseguenze sulla funzionalità dell'entità.

Nello specifico vanno distinti:

- Effetto Locale (LE): a livello item
- Effetto Superiore (NHL: next higher level): a livello sub system
- Effetto Finale (EE: end effect): a livello system

5.3.3 Metodologia

Le fasi della metodologia FMECA per la progettazione del piano di manutenzione sono essenzialmente individuabili nelle seguenti:

1. SCOMPOSIZIONE FUNZIONALE Si procede alla scomposizione ad un livello di dettaglio superiore di quelle entità che risultano critiche per la severità degli effetti di guasto (elevato MTTR, forte riduzione capacità produttiva, danno ambientale,...) e/o per la probabilità di accadimento del guasto (frequenza elevata di guasto). Molto utile in questa fase è l'impiego di metodologie statistiche quali l'analisi tramite funzione di Pareto dello storico manutenzione.

2. INDIVIDUAZIONE MODI, MECCANISMI E CAUSE DI GUASTO E' fondamentale in questa fase procedere con la stesura di un elenco funzioni eseguite dall'entità al livello di dettaglio prescelto. Rimane evidente il parallelismo insito nel definire un modo di guasto come l'inibizione di una funzione dell'item considerato. Si individuano dunque i modi di guasto di ciascuna funzione, unitamente alle parti dell'entità ove i guasti si originano. Ciascun sottoassieme si troverà in condizione di guasto se uno dei suoi componenti di livello inferiore si guasta. Sono disponibili in letteratura diverse banche dati contenenti le principali tipologie di modi e fonti di guasto, quali ad esempio il Reliability Data Handbook OREDA.

   Quindi si andranno ad individuare i meccanismi e le cause di guasto per ogni modo di guasto dell'entità. E' importante che la definizione non sia ambigua per poter garantire poi una proposta di piano manutentivo concreta e corente.

3. INDIVIDUAZIONE EFFETTI DI GUASTO Per ciascun modo di guasto, gli effetti di guasto (locali, superiori e finali) possono essere di diversa natura: mancata sicurezza, mancata erogazione servizio, mancata qualità, inefficienza di esercizio, impiego di materiali o di personale di manutenzione. L'effetto può essere valorizzato nell'analisi attraverso il suo costo proprio o indiretto di manutenzione.

4. INDIVIDUAZIONE SINTOMI DI GUASTO E METODI DI RILEVAZIONE Per ciascun modo di guasto, e le relative cause, si individuano i sintomi premonitori e i sintomi a guasto avvenuto, utili come segnali per la diagnosi prima del guasto o a seguito del suo accadimento. Questo è il primo passo per poter valutare se è possibile pianificare una manutenzione su condizione/predittiva (Condition Monitoring). Per ciascun sintomo è quindi importante definire i possibili metodi di rilevazione:

   (a) Ispezioni sensoriali : legate all'esperienza dell'operatore

(b) Ispezioni strumentate : tramite calibro o simili

(c) Monitoraggio diagnostico : ad esempio a mezzo di termocamere, analisi vibrazionale, ultrasuoni, analisi tribologica oli

(d) Controllo di processo : Monitorando parametri specifici di macchina quali portata, RPM, ...

(e) Test specialistici su materiali : Raggi x o tecniche affini volte alla rilevazione di cricche o condizioni di incipiente rottura.

5. ANALISI CRITICITÀ La Criticality Analysis serve allo scopo di valorizzare il rischio operativo di ciascun modo di guasto. Tale valorizzazione quantitativa è basata sull'assegnazione di un cosiddetto Indice di Criticità (o indice di rischio). Nella qui presente trattazione prenderemo in considerazione la metodologia SAE per l'analisi criticità, si rimanda alla bibliografia di riferimento per approfondimenti sulle metodologie MIL-STD e MAGEC.

$$RPN = OxSxD \qquad Risk\,Priority\,Number(inaccordo\,a\,fonti\,SAE) \quad (5.1)$$

, dove:

O *Occurrence* : probabilità di accadimento stimata per il guasto

S *Severity* : gravità degli effetti del guasto

D *Detectability* : facilità con cui il guasto può essere rilevato in anticipo mediante rilevazione del sintomo premonitore e/o la facilità con cui e rilevato a guasto avvenuto

Ciascun fattore è definito a partire da una propria scala a punteggio. La scala è costituita assegnando dei punteggi crescenti in corrispondenza del peggioramento delle condizioni di rischio associate. L'occurrence è assegnabile sia tramite criteri quantitativi quali ad esempio il rapporto tra il mean-time-between-failure MTBF e il tempo richiesto dall'utenza senza che accada il guasto,la funzione di affidabilità R(T), in base allo storico guasti oppure sulla base di criteri più qualitativi affidandosi all'esperienza maturata dai responsabili impiantisti o di manutenzione. La severity tipicamente viene associata al tempo di fermo impianto registrato a guasto MDTG o al tempo medio di riparazione MTTR tenendo poi

in considerazione anche possibili aspetti di mancata sicurezza, mancata produzione o mancata qualità. La detectability è un parametro fortemente qualitativo e viene definito di volta in volta sulla base dei dati disponibili per l'analisi FMECA specifica.

Segue dunque un'analisi di Pareto, ottenendo così l'identificazione delle principali cause di guasto del sistema considerato aventi indice di criticità superiore ad una fissata soglia. Secondo la funzione statistica di Pareto, detta anche legge 80/20, la maggior parte degli effetti è dovuta ad un numero ristretto di cause (e ciò trova riscontro in diversi casi pratici statistici), e nel nostro caso specifico l'80% delle cause di guasto di un sistema generico sono causate dal 20% degli elementi del sistema stesso. Sarà quindi possibile focalizzare l'attenzione su tali modi di guasto principali, sui quali sarà possibile intervenire tramite azioni correttive a livello di progettazione/processo o mediante piani di manutenzione specifica ad hoc, ad esempio tramite un'approccio predittivo attraverso il monitoraggio in continuo o ad intervalli definiti delle condizioni di macchina.

Risulta quindi evidente come un'approccio analitico FMECA ben strutturato e ragionato possa contribuire ad una conoscenza più di dettaglio della macchina e dia la possibilità di condividere, con il team di manutenzione e di produzione coinvolti nel progetto, le criticità della stessa ponendo le basi per un piano si manutenzione mirato. La metodologia FMECA è il presupposto per comprendere i parametri macchina da monitorare per lo sviluppo futuro di una politica di manutenzione predittiva su condizione, che permetta di agire al momento giusto nel posto giusto, senza dispendio di tempi e costi legati ad una manutenzione statistica preventiva. Inoltre tale metodo permette di evidenziare i punti critici del sistema in esame ed è quindi una risorsa preziosa anche per gli ingegneri progettisti del sistema come base per future innovazioni. Tale strumento permette di perseguire gli standard in termini di qualità ed affidabilità di progetto richiesti dal cliente.

Capitolo 6

Pilot plant presso Birra Peroni

In questo capitolo, dopo una breve introduzione sulle caratteristiche costruttive della riempitrice Sidel Eurotronica presente in Birra Peroni, si procederà con l'illustrare nel dettaglio ideazione, sviluppo, installazione e risultati conseguiti in tale impianto pilota. Si osservi che, parallelamente all'avanzamento di tali fasi operative, è andato via via a delinearsi e a strutturasi il prodotto G-Talk, fino all'ottenimento della soluzione genericamente presentata al capitolo 5. Tutti i risultati perseguiti in tale progetto sperimentale di tesi sono stati validati e confermati a posteriori dal confronto sul campo con i tecnici di Birra Peroni.

6.1 Sidel Eurotronica

La macchina riempitrice Sidel Eurotronica (Fig.6.10) consta di un'assieme strutturato di stazioni volte al confezionamento di bottiglie con elevata produttività e ripetibilità. Nello specifico il modello posto in analisi è dotato di cappa sterile in pioggia clorata per consentirne l'impiego per l'imbottigliamento di birre non pastorizzate. Tale soluzione industriale consente una produttività nominale di 65000 bottiglie/ora.

6.1.1 Macrofunzionamento

All'interno della macchina i contenitori sono sottoposti a processi di pulizia, riempimento e tappatura. In Fig. 6.1 è rappresentato il macrofunzionamento della macchina. I contenitori vuoti vengono convogliati alla macchina mediante nastri trasportatori. Per mezzo

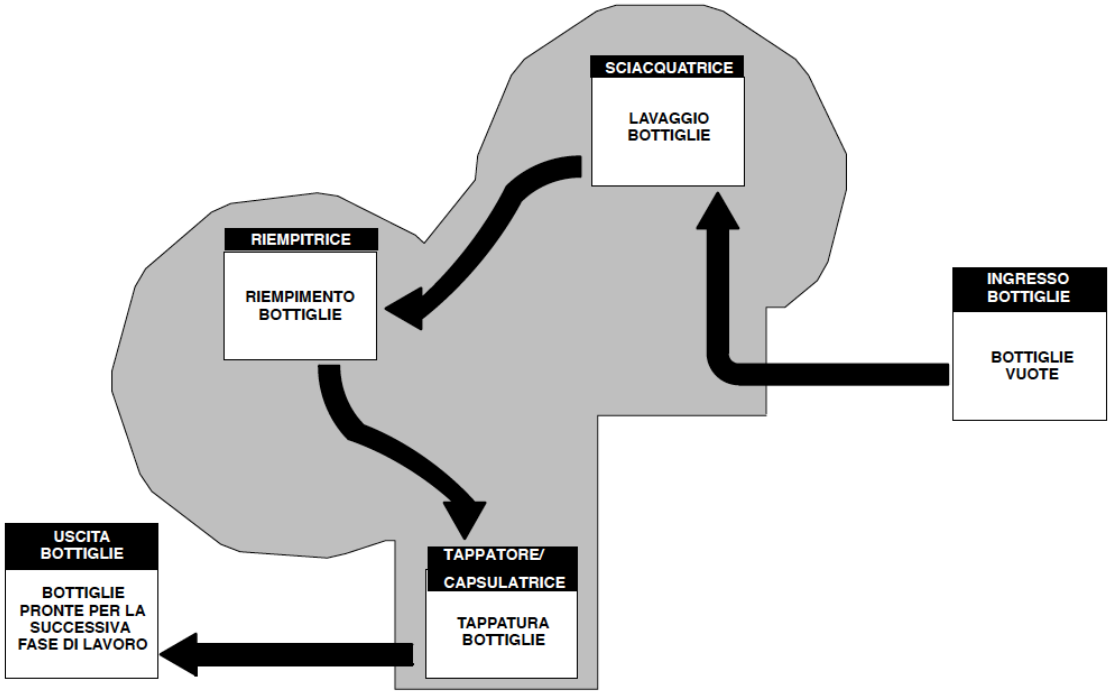


Figura 6.1: Macrofunzionamento

di una stella di trasferimento entrano nel gruppo sciacquatrice dove avviene il processo di pulizia interna mediante speciali trattamenti ad aria e acqua. All'uscita sciacquatrice un'altra stella dirige i contenitori nella riempitrice che, seguendo particolari criteri tecnologici, provvede al riempimento. I contenitori pieni in uscita dalla riempitrice vengono indirizzati sotto le teste del tappatore che effettua la chiusura dei contenitori. Al termine di questi processi i contenitori vengono posizionati su un nastro trasportatore in uscita e indirizzati alle successive fasi di lavorazione.

6.1.2 Gruppi principali

La macchina è composta dalle seguenti parti principali (Fig.6.2):

1. collettore centrale
2. giostra riempitrice
3. serbatoio
4. basamento
5. trasporto bottiglie
6. martinetto
7. valvola di riempimento
8. interfaccia operatore
9. pompa del vuoto (se presente)
10. tappatore
11. sciacquatrice

Vediamo nel dettaglio i gruppi che più verranno coinvolti durante lo sviluppo tale progetto.

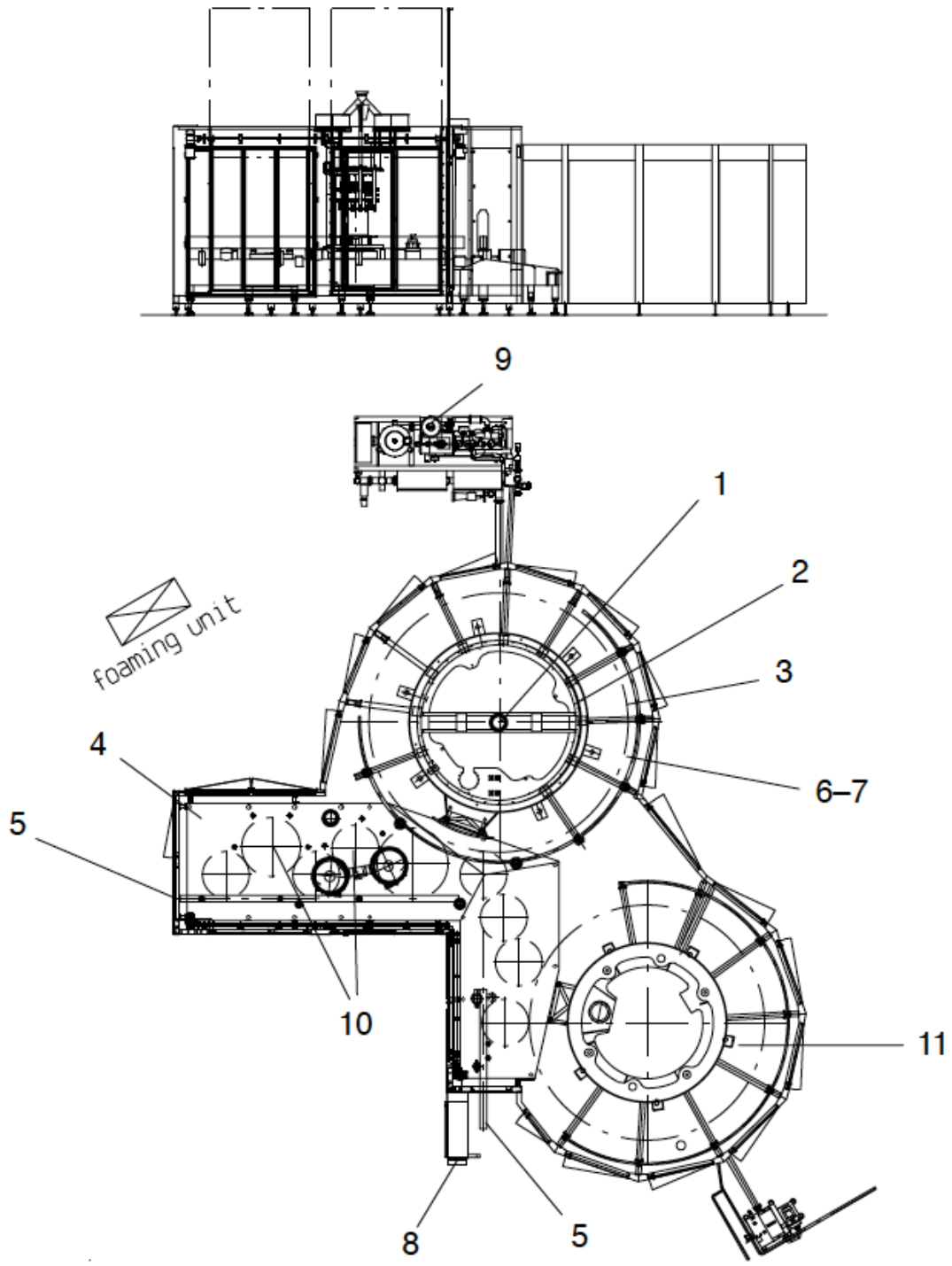


Figura 6.2: Gruppi Principali

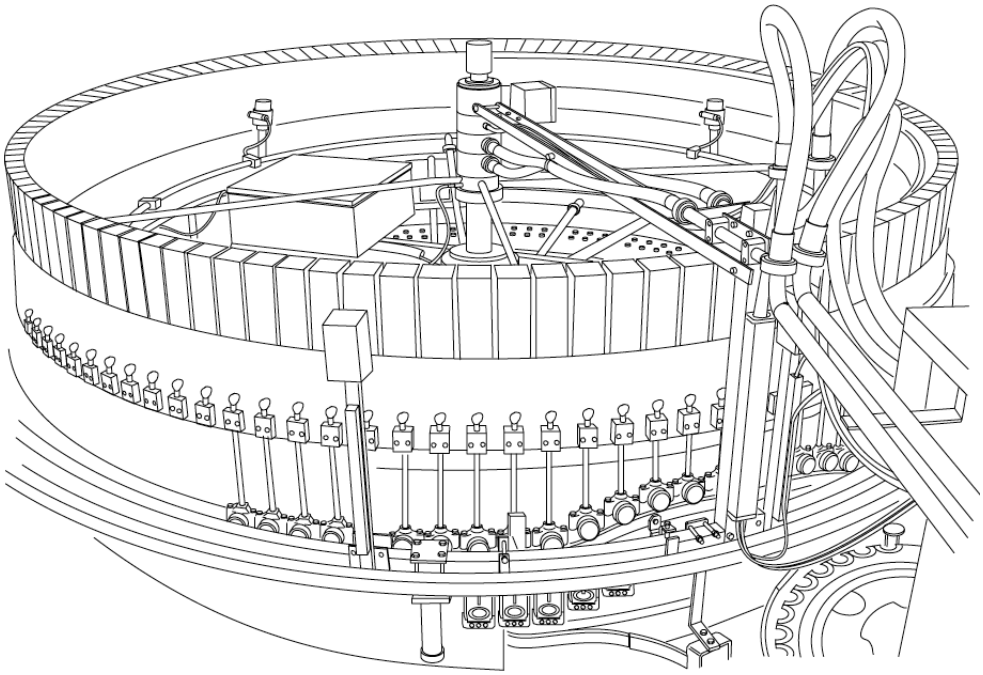


Figura 6.3: Giostra : Movimentazione rubinetti

6.1.2.1 Giostra riempitrice

E' costituita dal serbatoio con tutte le valvole di riempimento, dai comandi delle valvole e da una parte fissa di collegamento col basamento. In figura 6.3 è inoltre rappresentato il sistema di azionamento dei martinetti che come vedremo, muoveranno sincronizzati con i martinetti alzabottiglia.

6.1.2.2 Motorizzazione

La motorizzazione alla macchina viene fornita da un motore elettrico controllato da un inverter col quale si provvede alla regolazione della velocità di produzione. Tale motore fornisce il moto a :

- giostra valvole di riempimento;
- stelle di trasporto bottiglie e coclea;
- tappatore.

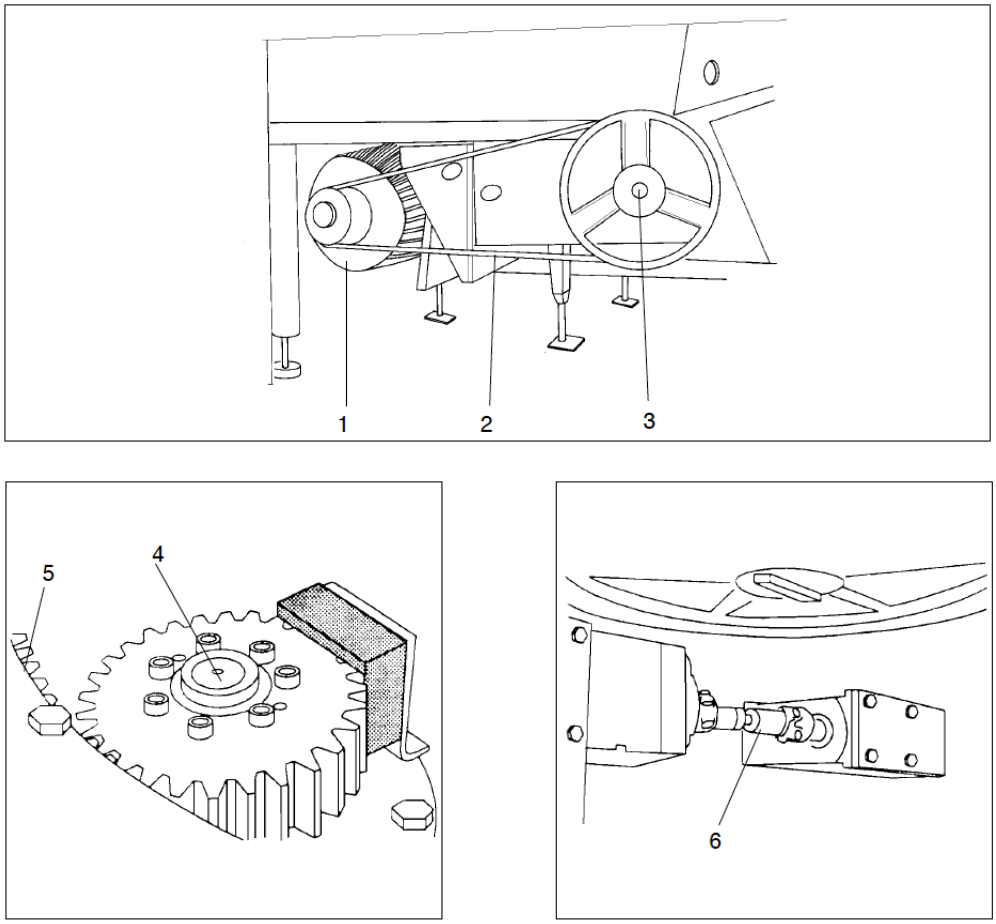


Figura 6.4: Motorizzazione

Con riferimento a figura 6.4 il motore elettrico (1) tramite cinghie trapezoidali (2) motorizza l'albero veloce del riduttore (3) posto sotto la giostra di riempimento che viene fatta ruotare attraverso l'albero di comando e il pignone (4), direttamente ingranato con la ralla (5). Per mezzo di un albero cardanico (6) il moto viene trasmesso al riduttore posizionato all'interno del basamento dal quale, tramite un treno di ingranaggi, vengono fatte ruotare tutte le parti per la movimentazione bottiglie ed il gruppo di tappatura.

6.1.2.3 Trasporto bottiglie

Ha la funzione di portare le bottiglie vuote alla giostra e condurle fuori dalla macchina quando sono piene (Fig.6.5). Questa funzione viene svolta da un trasportatore di ingresso, dalle ruote stellari e un trasportatore di uscita. Il percorso delle bottiglie dall'ingresso in basamento allo scarico varia secondo le caratteristiche e il numero dei componenti della macchina. Il nastro in ingresso al basamento viene motorizzato direttamente da un comando che prende il moto dal treno di ingranaggi del basamento. Il nastro in uscita invece ha una ruota dentata folle su due supporti in modo da essere trainata dalla catena motorizzata in uscita alla macchina. I nastri di ingresso e uscita normalmente sporgono di 100 mm dal basamento macchina ed includono le piastre per il collegamento ai nastri a monte o a valle della linea di imbottigliamento.

6.1.2.4 Martinetto alzabottiglia

Il suo compito è quello di supportare e di spingere la bottiglia contro la valvola di riempimento durante la fase di riempimento (Fig.6.6). La pressione esercitata dal martinetto serve a garantire la tenuta tra valvola di riempimento e bottiglia. La macchina è dotata di 144 martinetti alzabottiglia disposti lungo la circonferenza della ralla di riempimento, azionati da un profilo sagomato fissato internamente alla stessa.

6.1.2.5 Valvola di riempimento

Si compone essenzialmente di quattro parti (Fig.6.7):

1. corpo superiore;
2. gruppo colonnette;
3. corpo inferiore;
4. comando apertura a leva.

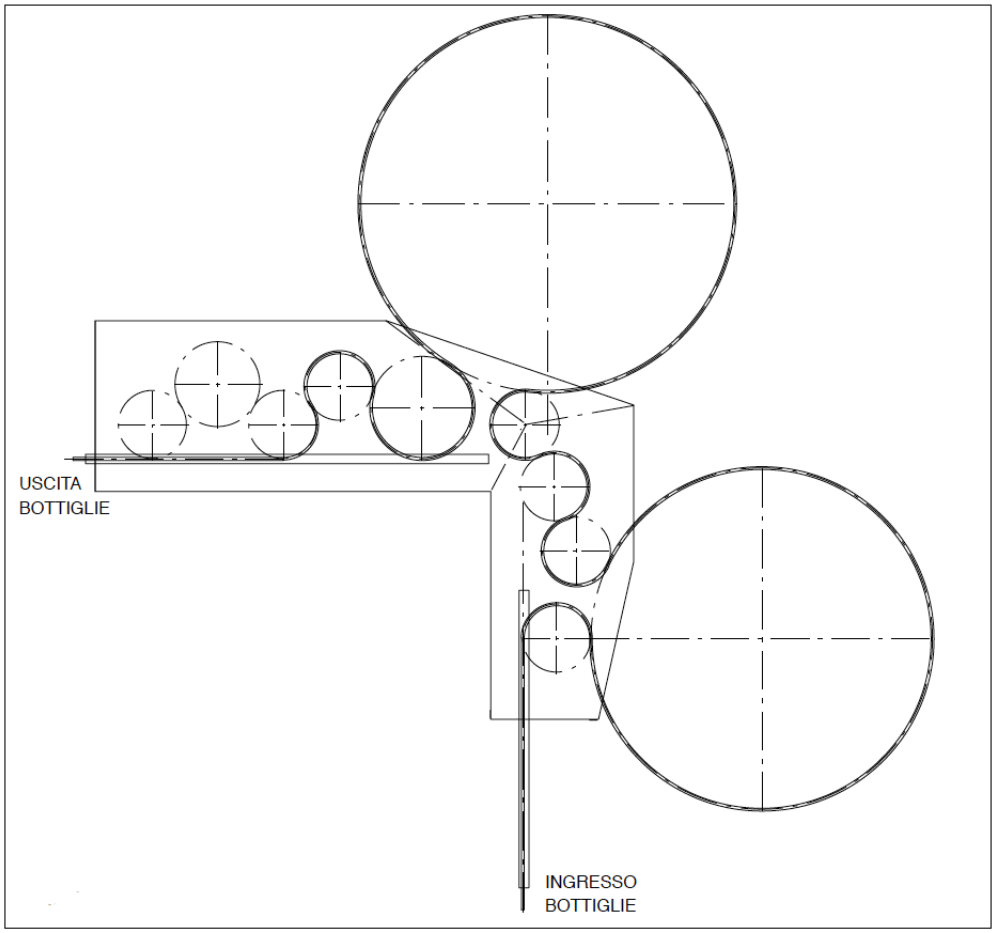


Figura 6.5: Trasporto Bottiglie

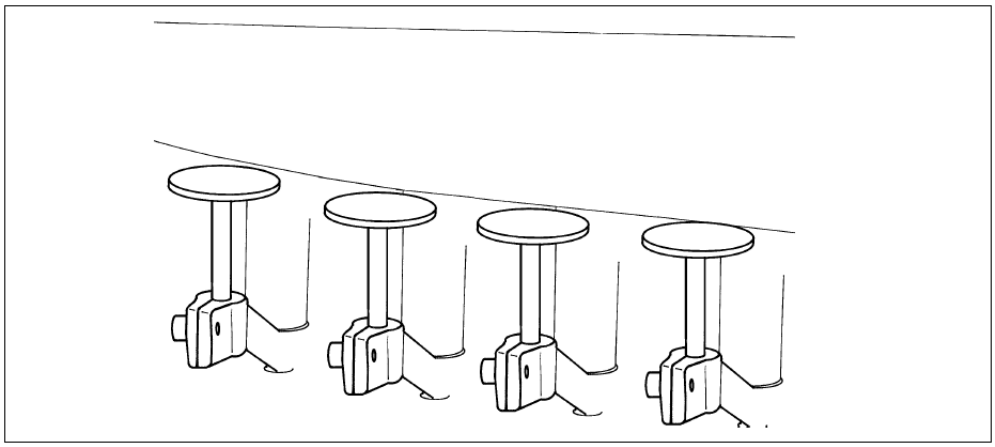


Figura 6.6: Martinetto

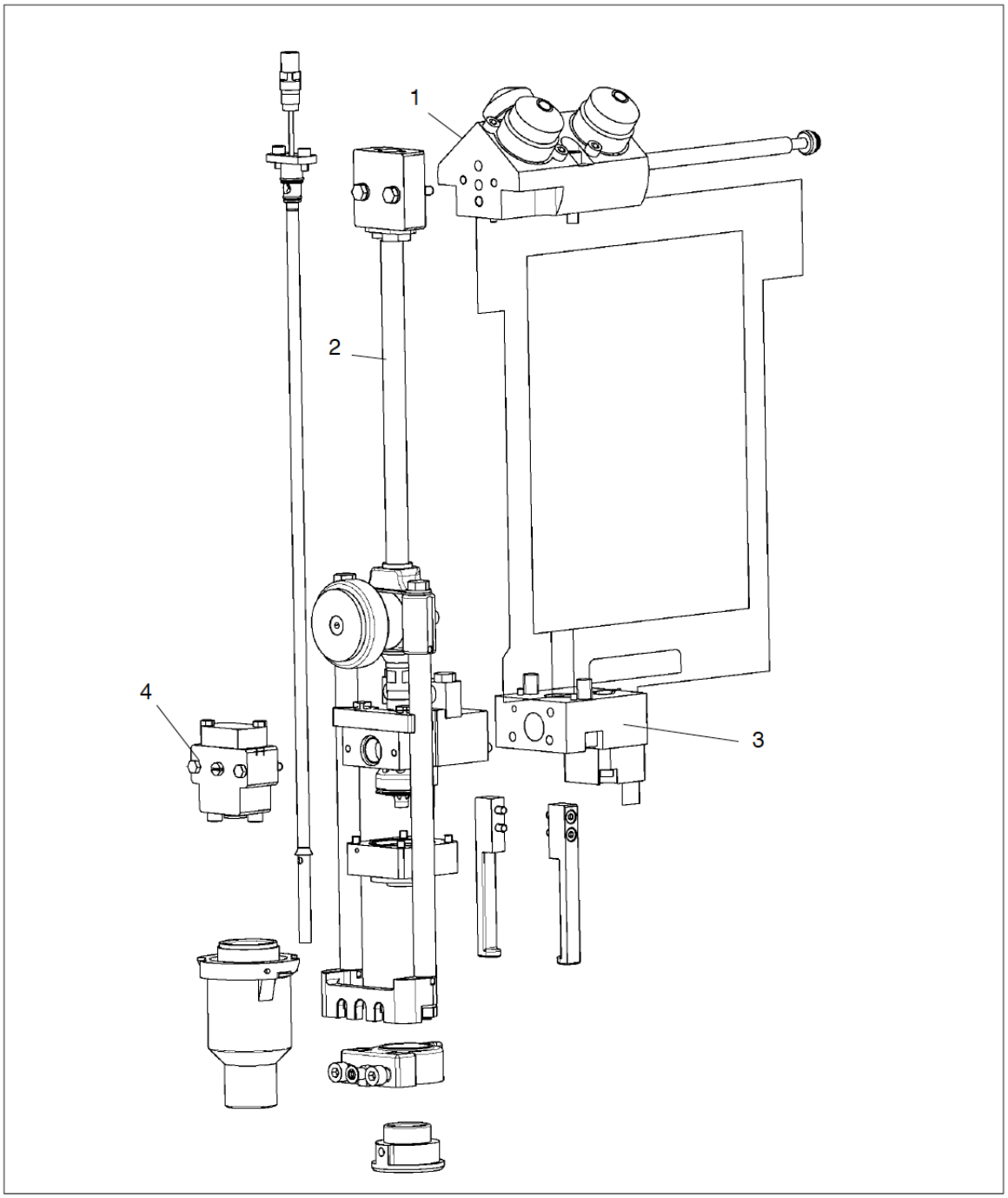


Figura 6.7: Valvola di riempimento

6.1.2.6 Tappatore

Il tappatore (Fig.6.8) è il gruppo che posiziona il tappo a corona sulle bottiglie piene ed è costituito da una parte rotante ed una fissa. La parte rotante inferiore supporta i martinetti di tappatura, riceve il moto da un ingranaggio e lo trasmette tramite accoppiamento alla parte rotante superiore che supporta i pistoni tappanti. La parte fissa alloggia nella zona inferiore una ralla e il gruppo di sollevamento che è collegato alla superiore tramite il perno centrale. Nella parte superiore fissa e' posizionata la camma ed il blocco anti–rotazione. Nella parte superiore vi è anche posizionata la tramoggia centrifuga dei tappi con il canale di discesa ed il twist di orientamento.

6.1.2.7 Sciacquatrice

La sciacquatrice (Fig.6.9) è una macchina rotativa, la quale ha la funzione di ricevere al suo interno bottiglie in vetro o plastica per eseguire uno o più trattamenti (con acqua, aria, gas inerti) con lo scopo di ottenere una pulizia ottimale del contenitore prima della fase di riempimento.

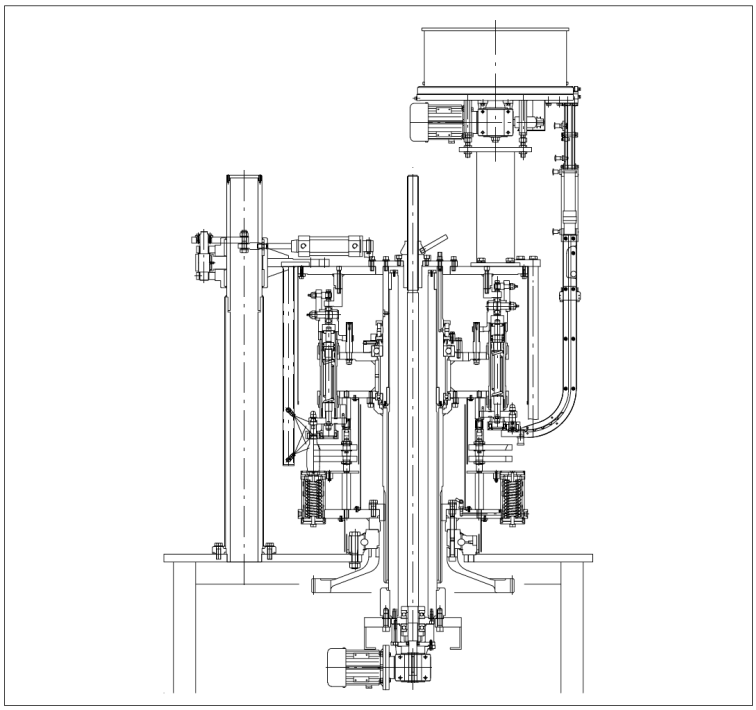


Figura 6.8: Tappatore

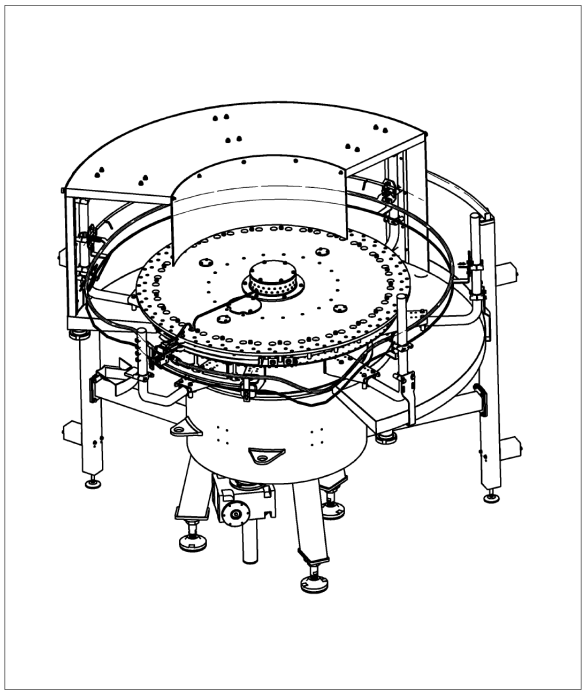


Figura 6.9: Sciacquatrice

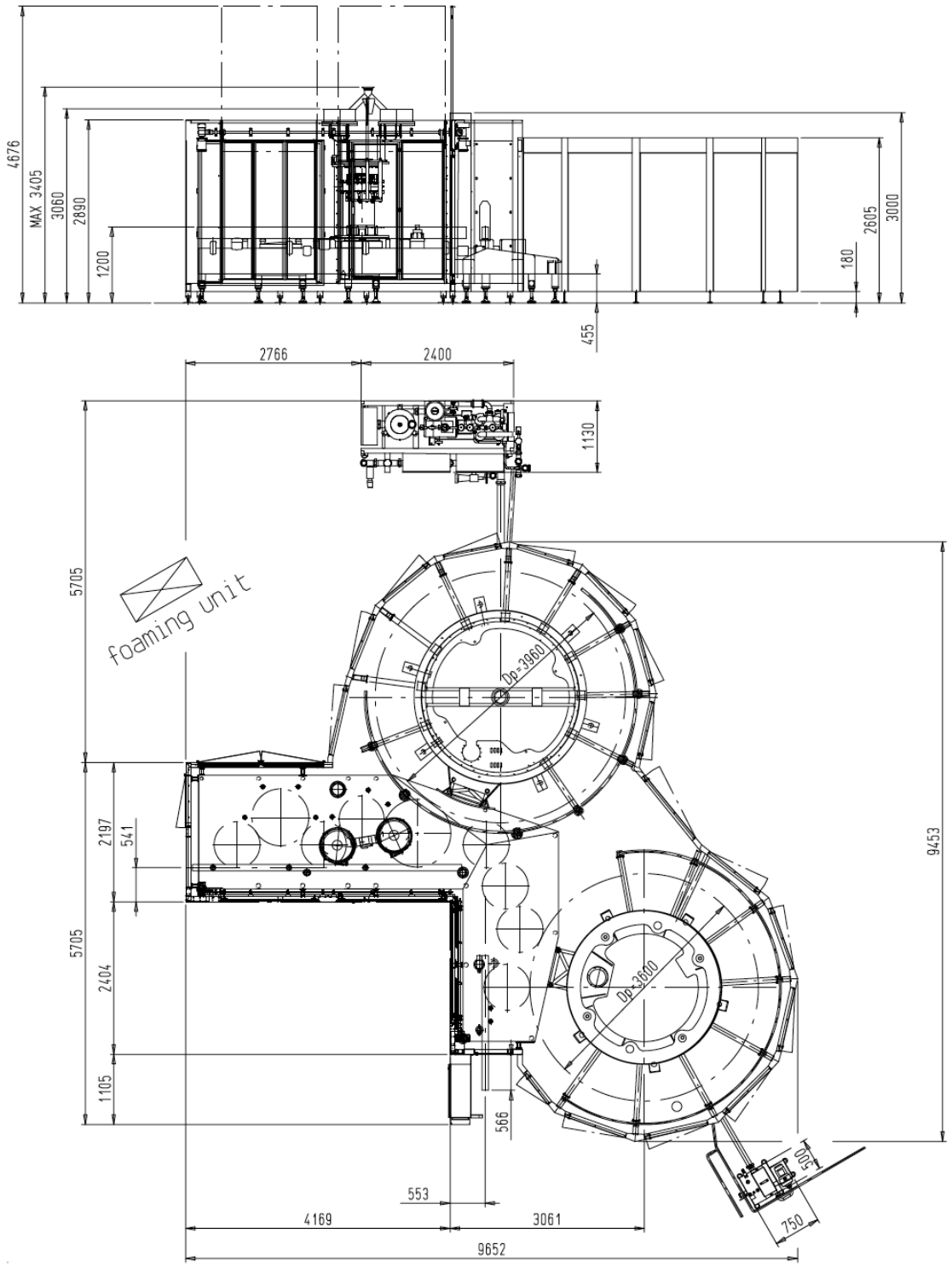


Figura 6.10: Dimensioni Macchina

6.1.3 Descrizione del funzionamento

Il processo di riempimento delle bottiglie è diviso nelle fasi:

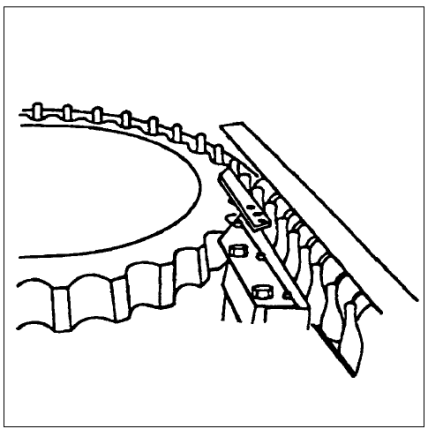
1. INGRESSO BOTTIGLIE VUOTE Le bottiglie vuote arrivano alla riempitrice, vengono in contatto con una coclea che le spazia e ne elimina la spinta. La spaziatura equivale esattamente all'interasse delle valvole di riempimento della riempitrice (Fig. 6.11a).

2. RISCIACQUO Un braccio di leva scorrevole su di un twist assicura il capovolgimento delle bottiglie sugli ugelli di spruzzatura (Fig. 6.11b). Inizia il ciclo di risciacquo con spruzzature e gocciolamenti. Al termine, sempre tramite il twist, le bottiglie ritornano nella posizione originale, escono dalla sciacquatrice ed entrano nella riempitrice per iniziare il ciclo di riempimento (Fig. 6.11c).

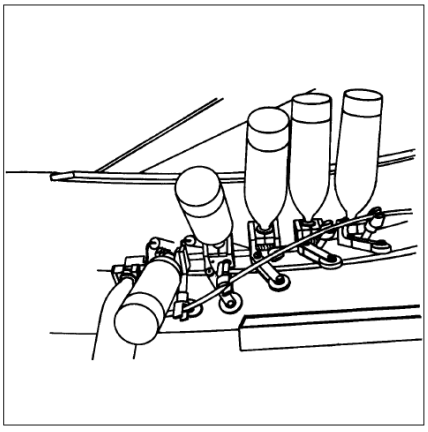
3. RIEMPIMENTO Le bottiglie in uscita dalla sciacquatrice vengono trasportate dalla stella di trasferimento sui piattelli dei martinetti in corrispondenza delle valvole di riempimento. I martinetti movimentati da una sagoma sollevano le bottiglie e le portano a contatto e in tenuta alle valvole che effettuano il processo. A seconda delle caratteristiche del prodotto e del tipo di contenitori trattati, il riempimento può avvenire seguendo vari procedimenti (Fig. 6.11d).

4. TAPPATURA BOTTIGLIE La bottiglia piena si trova ora sul tappatore e allineata alle teste tappanti (Fig. 6.11e). Dopo la tappatura viene trasferita, aiutata da una guida, alla stella e di qui sul nastro d'uscita.

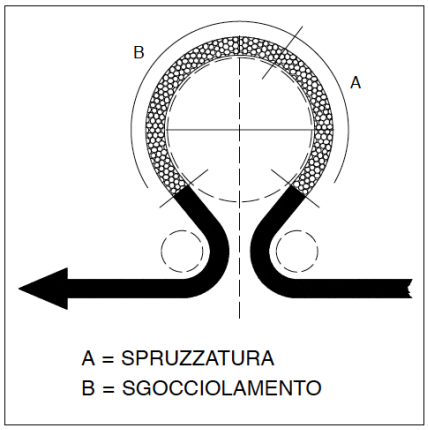
5. USCITA BOTTIGLIE PIENE E TAPPATE Le bottiglie escono ed entrano nel ciclo di lavorazione delle macchine situate a valle (Fig. 6.11f).



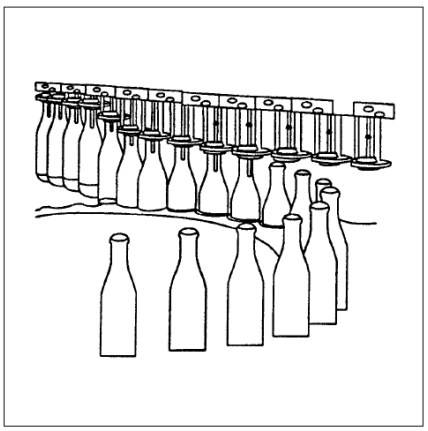
(a) Ingresso Bottiglie Vuote



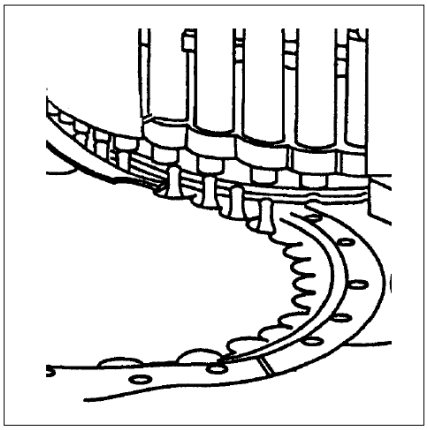
(b) Risciacquo : Twist



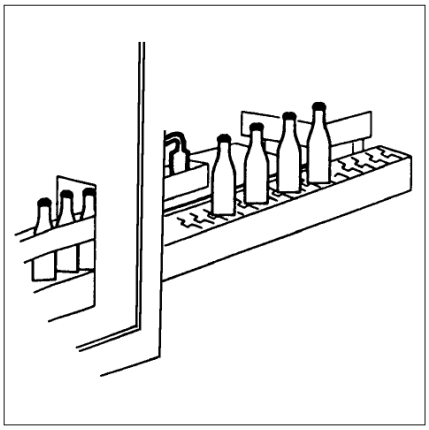
(c) Risciacquo



(d) Riempimento



(e) Tappatura



(f) Uscita Bottiglie Piene e Tappate

Figura 6.11: Descrizione del Funzionamento

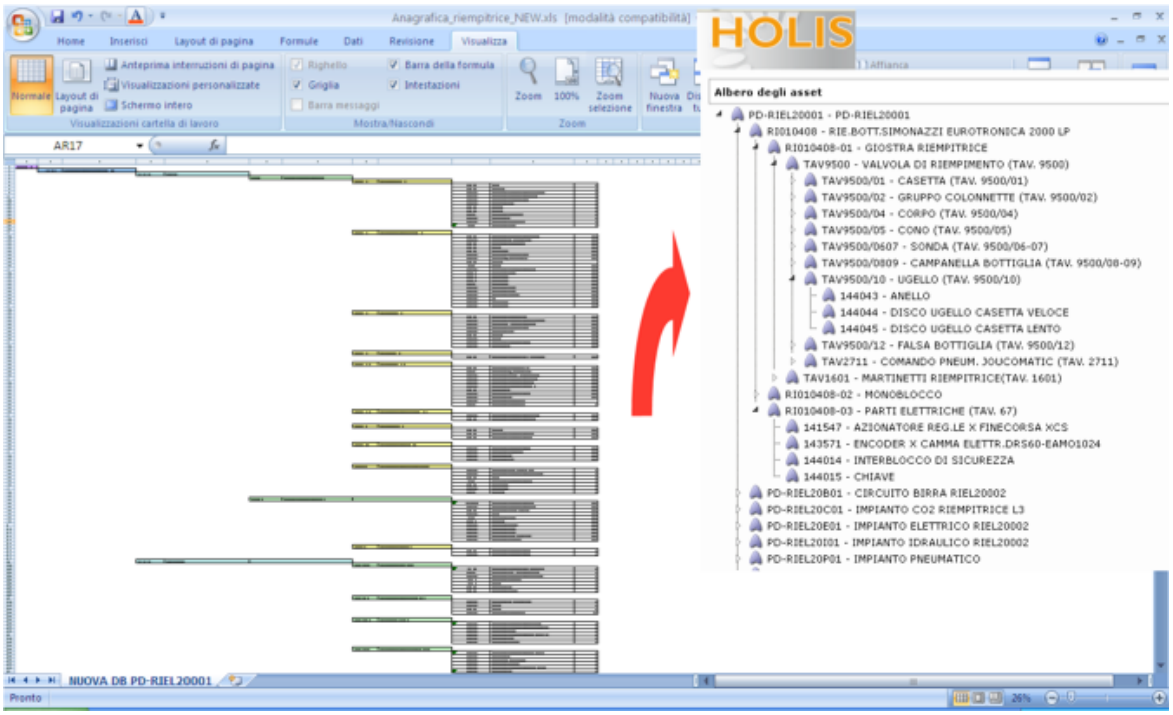


Figura 6.12: Generazione dell'albero asset

6.2 Determinazione dei punti di misura

Come presentato al capitolo 5 per individuare le criticità della riempitrice Sidel in esame, sulle quali focalizzare gli sforzi attraverso la soluzione di monitoring vibrazionale, è stata sviluppata un'analisi FMECA coerente e strutturata sullo storico manutentivo e sugli accadimenti di guasto registrati nel tempo. Tale approccio si è reso necessario per determinare i potenziali punti di misura in una soluzione impiantistica di tale complessità.

6.2.1 Scomposizione funzionale della riempitrice Sidel

Dall'analisi della documentazione collezionata, con particolare riferimento allo storico manutentivo e alla notazione identificativa di Birra Peroni è stata adottata, ai fini dell'analisi FMECA la seguente macro-scomposizione funzionale, base di partenza per l'analisi:

1. unità di riempimento (Fig.6.13, 6.14, 6.15);

2. circuito birra (Fig.6.16);

3. impianto CO2 (Fig.6.17);
4. impianto elettrico (Fig.6.18);
5. impianto idraulico (Fig.6.19);
6. impianto pneumatico (Fig.6.20);
7. schiumatore birra (Fig.6.21);
8. impianto schiumatura (Fig.6.22);
9. circuito generazione vuoto (Fig.6.23);
10. tappatore (Fig.6.24).

Nel dettaglio a seguire sono riportati tali macrogruppi funzionali dettagliati ed articolati fino al livello ultimo di componente. La scomposizione della macchina è stata estrapolata dal SAP presente in Birra Peroni integrandola o semplificandola sulla base dei dati raccolti (Fig.6.12). Si ritiene opportuno premettere che sono state escluse dall'analisi tutte le componenti non utili a scopo dell'analisi stessa, perché non presenti nello storico manutentivo, perché sprovviste di documentazione minima o per discussioni con i tecnici Birra Peroni.



Figura 6.13: Unità di Riempimento (1 di 3)

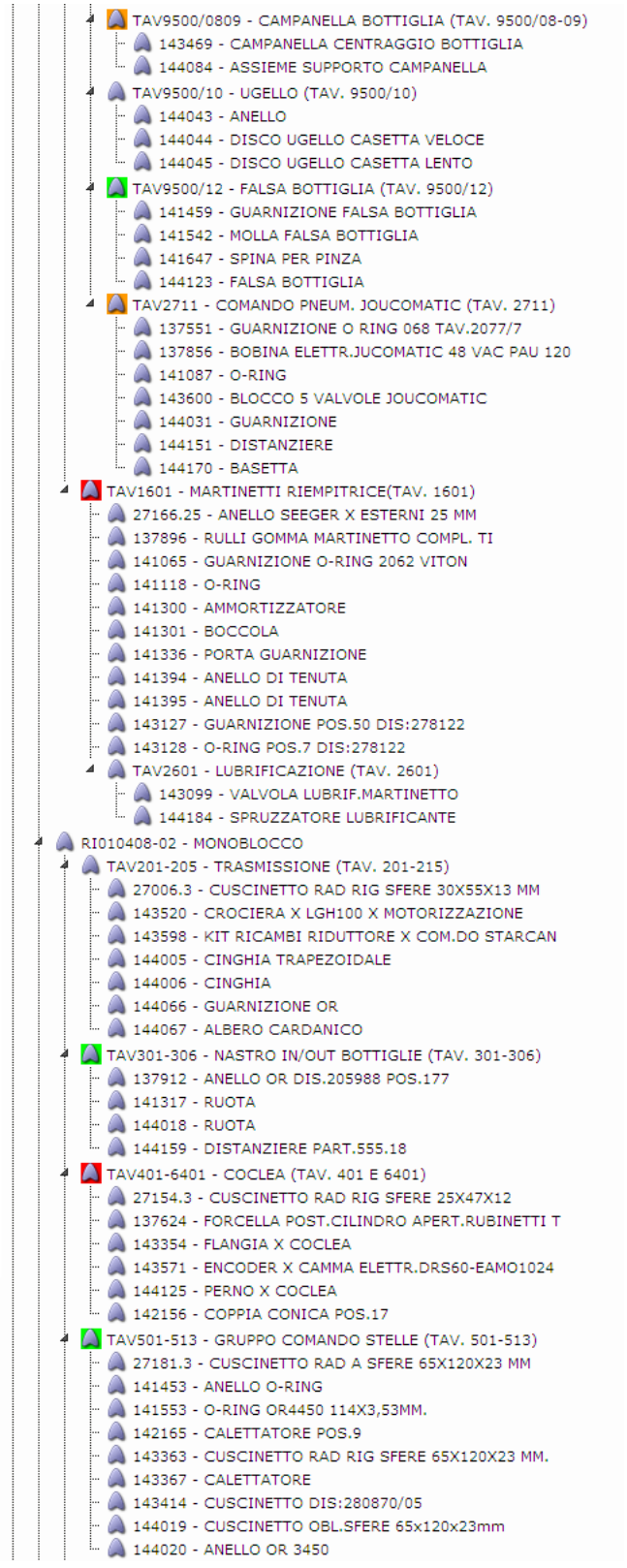


Figura 6.14: Unità di Riempimento (2 di 3)

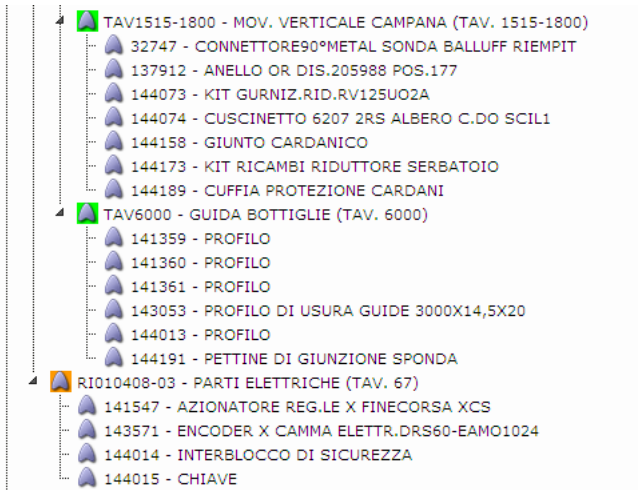


Figura 6.15: Unità di Riempimento (3 di 3)



Figura 6.16: Circuito Birra



Figura 6.17: Impianto CO_2

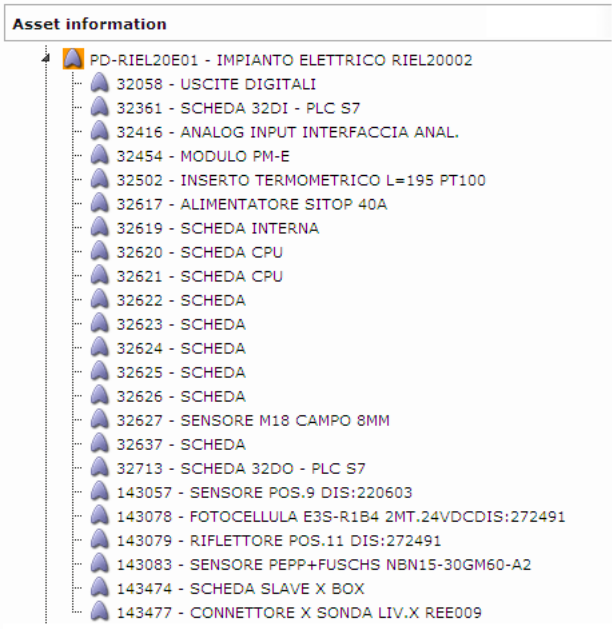


Figura 6.18: Impianto Elettrico



Figura 6.19: Impianto Idraulico

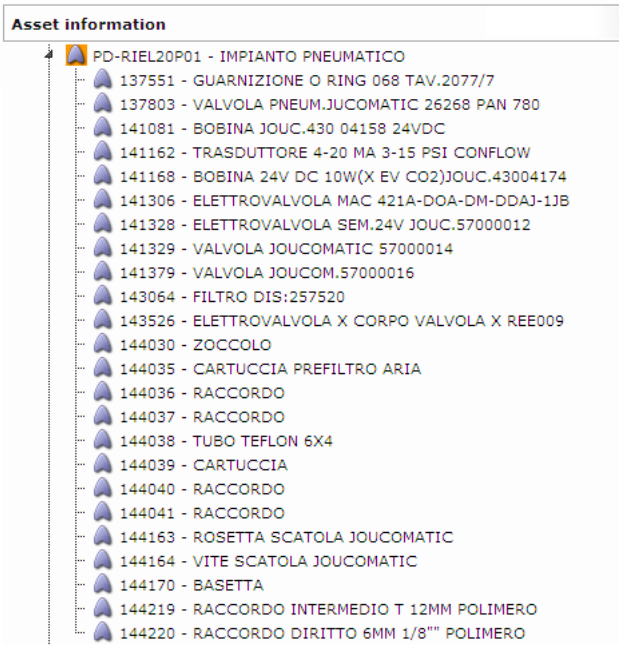


Figura 6.20: Impianto pneumatico

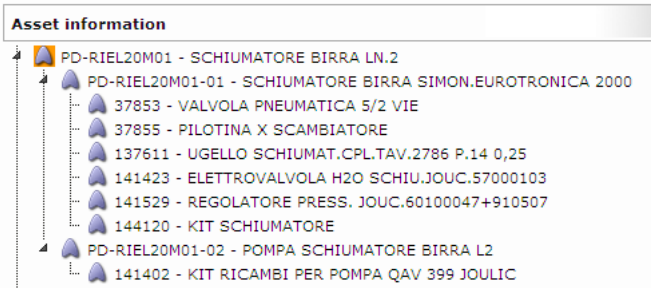


Figura 6.21: Schiumatore

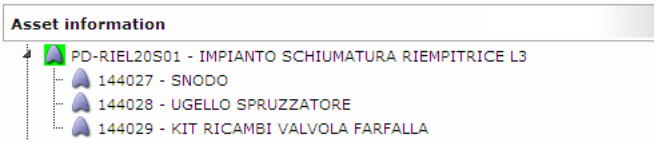


Figura 6.22: Impianto Schiumatura



Figura 6.23: Circuito Generazione Vuoto

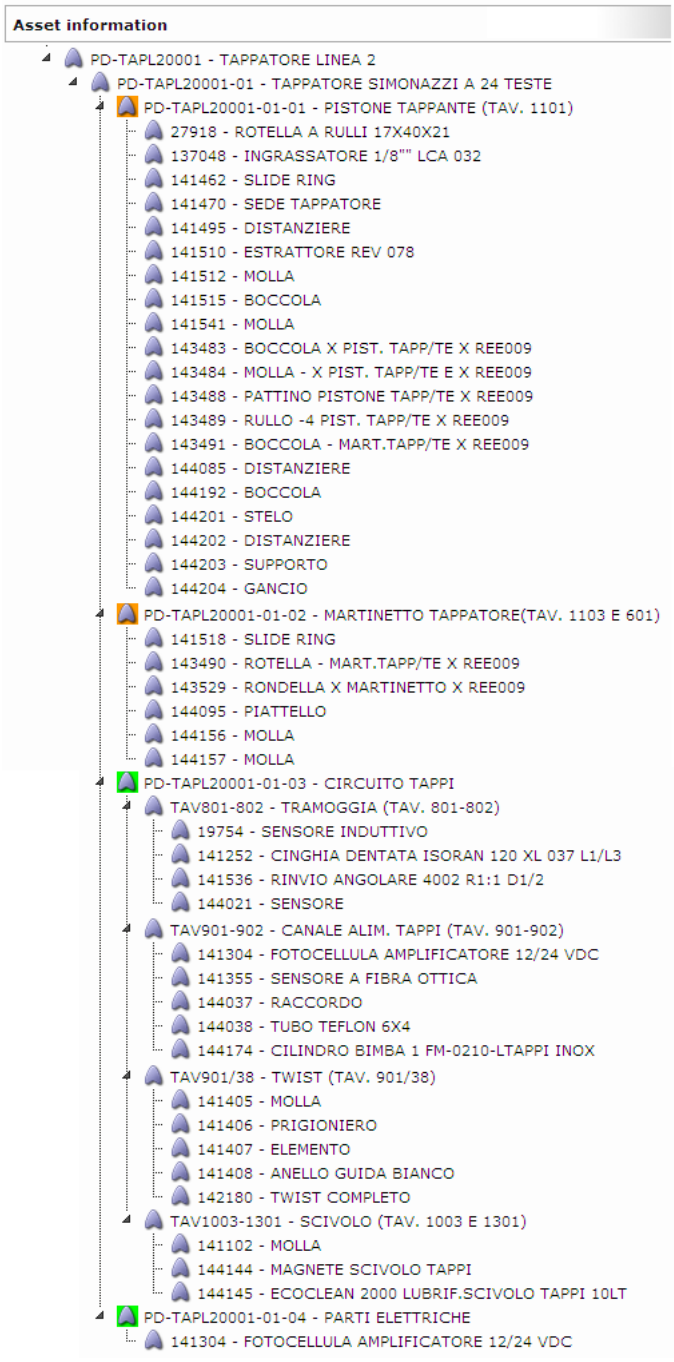


Figura 6.24: Tappatore

6.2.2 Weibull analysis

Per decidere quale livello di dettaglio adottare in fase d'analisi FMECA, senza considerare in maniera miope indiscriminatamente tutti i componenti d'asset, cosa che avrebbe richiesto un forte investimento di tempo e risorse per una macchina di tale complessità costruttiva, è stata impostata un analisi Weibull. A partire dallo storico manutenzioni e dallo storico riordini sono stati calcolati mediante regressione statistica i MTBM (Mean Time Between Maintenance) dei macrogruppi principali sopra indicati. Via via sono stati dunque esplosi in sottolivelli di maggior dettaglio solamente i gruppi con MTBM minore, ricalcolando per ciascuno di questi il MTBM di ogni asset sulla base dei dati di storico, fino all'ottenimento delle componenti candidate per l'analisi FMECA. In figura 6.25 vediamo nel terzo istogramma le componenti candidate allo studio di criticità a valle dell'esplosione dei macrogruppi d'asset sulla base dei tempi medi di accadimento regrediti da storico. In tabella 6.26 sono elencati nel dettaglio i MTBM di tali componenti con relativo metodo di regressione impiegato, parametri di forma statistici associati e quote parti imputabili ad accadimenti di guasto e a manutenzioni preventive. Tali valori d'accadimento manutentivo saranno alla base del parametro "Frequency" successivamente utilizzato in sede d'analisi FMECA.

6.2.3 FMECA

Gli obiettivi alla base di questo studio di analisi FMECA risiedono nella valutazione delle criticità d'impianto per convenire ad una ottimale definizione dei punti di misura da installarsi, che lavoreranno in continuo con la soluzione di on-line condition monitoring G-Talk. L'analisi di criticità qui presentata consentirà di valutare l'implementazione diagnostica più appropriata per ciascun componente, tenendo conto della criticità complessiva dal punto di vista dell'impatto del guasto sulla produzione, della facilità di detenzione del difetto e della frequenza di accadimento. L'obiettivo cardine è in definitiva quello di massimizzare l'affidabilità impiantistica minimizzando i costi di gestione: *" focalizzare gli sforzi manutentivi dove hanno maggior beneficio "*.

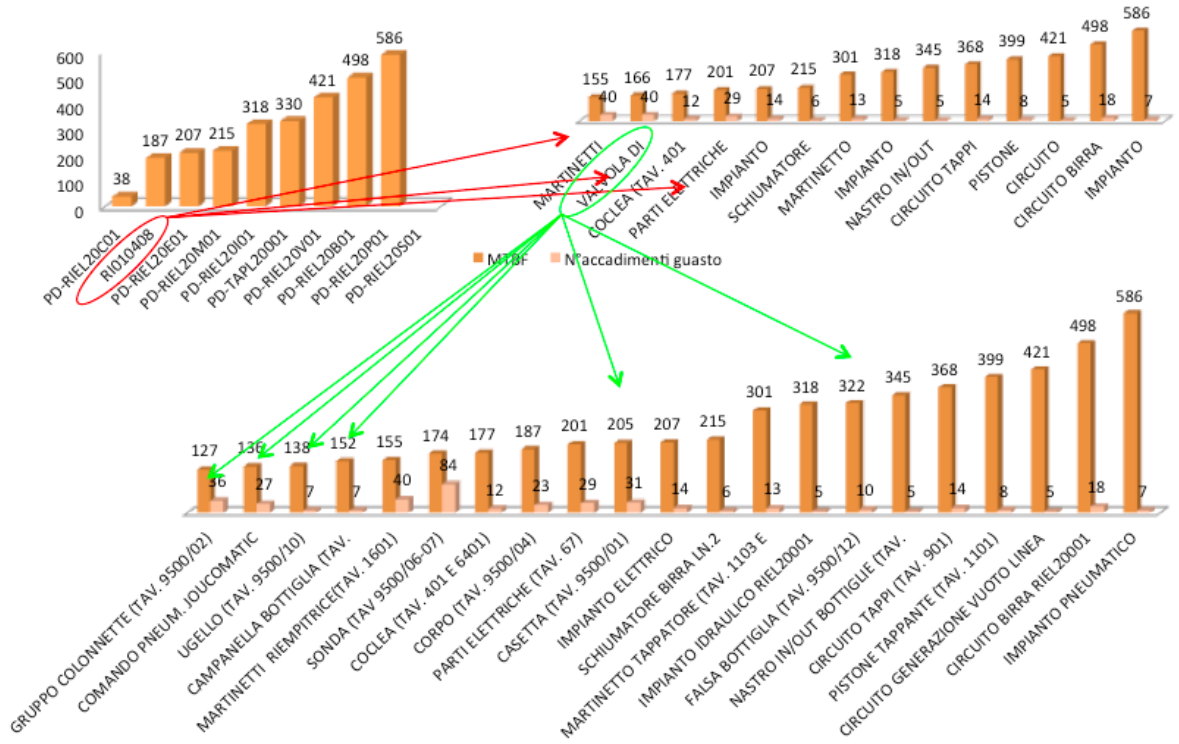


Figura 6.25: Esplosione dell'albero asset in base al MTBM

asset	descrizione	method	MTBM	beta	eta	n°accadimenti	n°preventive	tot
TAV9500/02	GRUPPO COLONNETTE (TAV. 9500/02)	SEVD	127	1,546294941	141,6833124	36	1	37
TAV2711	COMANDO PNEUM. JOUCOMATIC (TAV. 2711)	SEVD	136	1,257234835	147,1429171	27	5	32
TAV9500/10	UGELLO (TAV. 9500/10)	RANK	138	0,65970547	102,8545076	7	0	7
TAV9500/0809	CAMPANELLA BOTTIGLIA (TAV. 9500/08-09)	SEVD	152	1,124183809	159,56168	7	1	8
TAV1601	MARTINETTI RIEMPITRICE(TAV. 1601)	RANK	155	1,041671601	157,6207846	40	3	43
TAV9500/0607	SONDA (TAV 9500/06-07)	SEVD	174	1,364967322	190,2359408	84	13	97
TAV401-6401	COCLEA (TAV. 401 E 6401)	SEVD	177	1,304516005	192,2224356	12	2	14
TAV9500/04	CORPO (TAV. 9500/04)	SEVD	187	1,209207093	199,5621094	23	2	25
RI010408-03	PARTI ELETTRICHE (TAV. 67)	SEVD	201	2,54180989	227,1945497	29	4	33
TAV9500/01	CASETTA (TAV. 9500/01)	RANK	205	0,924569054	197,6520165	31	2	33
PD-RIEL20E01	IMPIANTO ELETTRICO	RANK	207	0,913479531	199,1291272	14	5	19
PD-RIEL20M01	SCHIUMATORE BIRRA LN.2	RANK	215	0,991175596	214,6100337	6	0	6
PD-TAPL20001-01-02	MARTINETTO TAPPATORE (TAV. 1103 E 601)	RANK	301	4,390029727	331,1997557	13	1	14
PD-RIEL20I01	IMPIANTO IDRAULICO RIEL20001	RANK	318	1,411933289	349,3696538	5	0	5
TAV9500/12	FALSA BOTTIGLIA (TAV. 9500/12)	RANK	322	1,06857559	330,9824214	10	0	10
TAV301-306	NASTRO IN/OUT BOTTIGLIE (TAV. 301-306)	SEVD	345	2,0	389,8	5	0	5
PD-TAPL20001-01-04	CIRCUITO TAPPI (TAV. 901)	RANK	368	1,7	413,5	14	1	15
PD-TAPL20001-01-01	PISTONE TAPPANTE (TAV. 1101)	RANK	399	0,896446766	379,1645372	8	1	9
PD-RIEL20V01	CIRCUITO GENERAZIONE VUOTO LINEA 2	SEVD	421	1,211171695	449,0609612	5	0	5
PD-RIEL20B01	CIRCUITO BIRRA RIEL20001	RANK	498	0,895078663	472,0075669	18	1	19
PD-RIEL20P01	IMPIANTO PNEUMATICO	RANK	586	0,711844861	470,4721167	7	1	8

Figura 6.26: MTBM delle componenti candidate all'analisi FMECA

6.2.3.1 Definizione parametri di criticità

La criticità delle componenti della macchina in esame è stata definita sulla base di 3 parametri di criticità, appositamente tarati per il caso specifico:

1. DETECTABILITY : Grado di detenzione, con adeguato preavviso, di un accadimento di guasto;
2. OCCURRENCE : Frequenza di accadimento manutentivo (MTBM: Mean Time Between Maintenance);
3. SEVERITY : Impatto del modo di guasto sulla produzione, sull'impianto e sulla sicurezza operativa.

Per ciascun componente dell'albero asset sono stati assegnati dei valori a tali 3 parametri di criticità sulla base dello Storico Manutenzioni, dell'attuale Piano Manutentivo, di considerazioni discusse con i tecnici Birra Peroni e sull'esperienza pregressa in questo settore. Tali parametri di criticità sono stati quindi combinati mediante somma pesata ottenendo per ogni asset un valore di Criticità Globale che riassume in sé appunto considerazioni sulla frequenza di guasto, sulla facilità di detenzione e manutenzione del guasto e sulla gravosità del guasto su prodotto e produzione.

6.2.3.2 Criticità globali

Si riportano qui a seguire, per ciascun asset considerato nell'analisi, i relativi valori attribuiti ai singoli parametri di criticità ed il valore di criticità globale associato per composizione di quest'ultimi (Fig.6.27, 6.29, 6.29). A seguire si riporta anche tutta una serie di rappresentazioni grafiche utili a visualizzare facilmente l'attuale distribuzione di criticità sulla macchina (Fig.6.31, 6.32, 6.33, 6.34). Gli stessi livelli di criticità sono stati riportati anche nell'albero funzionale di figura 6.30, contenente i soli livelli considerati nell'analisi.

Pos.	Criticità totale	Asset	Descrizione	Impatto principale	Misure attuali	Detectability	Occurence	Severity
1	High criticality	PD-RIEL20001 > RI010408 > RI010408-01 > TAV1601	Martinetti riempitrice	Operativo		Very Remote	Very high failure rate	Very High
2	High criticality	PD-RIEL20001 > RI010408 > RI010408-02 > TAV401-6401	Coclea	Operativo		Very Remote	Very high failure rate	Very High
3	Medium criticality	PD-RIEL20001 > PD-TAPL20001 > PD-TAPL20001-01 > PD-TAPL20001-01-01	Pistone Tappante	Operativo		Very Remote	Slightly higher failure rate	High
4	Medium criticality	PD-RIEL20001 > RI010408 > RI010408-01 > TAV9500 > TAV9500/01	Casetta	Operativo		Very Remote	High failure rate	Moderate
5	Medium criticality	PD-RIEL20001 > RI010408 > RI010408-01 > TAV9500 > TAV2711	Comando Pneumatico Jucomatic	Operativo		Low	Critical failure rate	Moderate
6	Medium criticality	PD-RIEL20001 > PD-RIEL20E01	Impianto Elettrico	Operativo		Remote	High failure rate	Moderate
7	Medium criticality	PD-RIEL20001 > PD-TAPL20001 > PD-TAPL20001-01 > PD-TAPL20001-01-02	Martinetto Tappatore	Operativo		Remote	Slightly higher failure rate	High
8	Medium criticality	PD-RIEL20001 > RI010408 > RI010408-01 > TAV9500 > TAV9500/02	Gruppo Colonnette	Operativo		Moderate	Critical failure rate	Moderate
9	Medium criticality	PD-RIEL20001 > RI010408 > RI010408-01 > TAV9500 > TAV9500/0607	Sonda	Operativo		Low	Very high failure rate	Moderate
10	Medium criticality	PD-RIEL20001 > RI010408 > RI010408-01 > TAV9500 > TAV9500/04	Corpo Rubinetti	Operativo		Low	Very high failure rate	Moderate

Figura 6.27: FMECA : Criticità Riempitrice Sidel (1 di 3)

Pos.	Criticità totale	Asset	Descrizione	Impatto principale	Misure attuali	Detectability	Occurence	Severity
11	Medium criticality	PD-RIEL20001 > PD-RIEL20M01	Schiumatore Birra	Operativo		Low	High failure rate	Moderate
12	Medium criticality	PD-RIEL20001 > RI010408 > RI010408-01 > TAV9500 > TAV9500/0809	Campanella Bottiglia	Operativo		Moderately High	Very high failure rate	Moderate
13	Medium criticality	PD-RIEL20001 > RI010408 > RI010408-03	Parti elettriche riempitrice	Operativo		Moderate	High failure rate	Moderate
14	Medium criticality	PD-RIEL20001 > PD-RIEL20P01	Impianto Pneumatico	Operativo		Very Low	Quite abnormal failure rate	Moderate
15	Not critical	PD-RIEL20001 > RI010408 > RI010408-02 > TAV301-306	Nastri in/out bottiglie	Operativo		Moderate	Slightly higher failure rate	Moderate
16	Not critical	PD-RIEL20001 > PD-RIEL20I01	Impianto Idraulico	Operativo		Low	Slightly higher failure rate	Very Low
17	Not critical	PD-RIEL20001 > RI010408 > RI010408-01 > TAV9500 > TAV9500/12	Falsa Bottiglia	Operativo		Moderately High	Slightly higher failure rate	Low
18	Not critical	PD-RIEL20001 > PD-RIEL20B01	Circuito Birra	Operativo		Moderately High	Quite abnormal failure rate	Moderate
19	Not critical	PD-RIEL20001 > PD-TAPL20001 > PD-TAPL20001-01 > PD-TAPL20001-01-03	Circuito Tappi	Operativo		Moderate	Slightly higher failure rate	Minor
20	Not critical	PD-RIEL20001 > PD-RIEL20V01	Circuito Vuoto	Operativo		High	Quite abnormal failure rate	Moderate
21	Not critical	PD-RIEL20001 > RI010408 > RI010408-02 > TAV1515-1800	Mov. Verticale Campana	Operativo		Moderately High	Very very low failure rate	Very High
22	Not critical	PD-RIEL20001 > PD-RIEL20S01	Impianto Schiumatura	Operativo		Moderate	Very low failure rate	Low
23	Not critical	PD-RIEL20001 > RI010408 > RI010408-02 > TAV501-513	Gruppo Comando Stelle	Operativo		High	Very low failure rate	High

Figura 6.28: FMECA : Criticità Riempitrice Sidel (2 di 3)

Pos.	Criticità totale	Asset	Descrizione	Impatto principale	Misure attuali	Detectability	Occurence	Severity
24	Not critical	PD-RIEL20001 > PD-TAPL20001 > PD-TAPL20001-01 > PD-TAPL20001-01-04	Parti Elettriche	Operativo		Low	Very very low failure rate	Very Low
25	Not critical	PD-RIEL20001 > RI010408 > RI010408-02 > TAV6000	Guida Bottiglie	Operativo		High	Very low failure rate	Moderate

Figura 6.29: FMECA : Criticità Riempitrice Sidel (3 di 3)

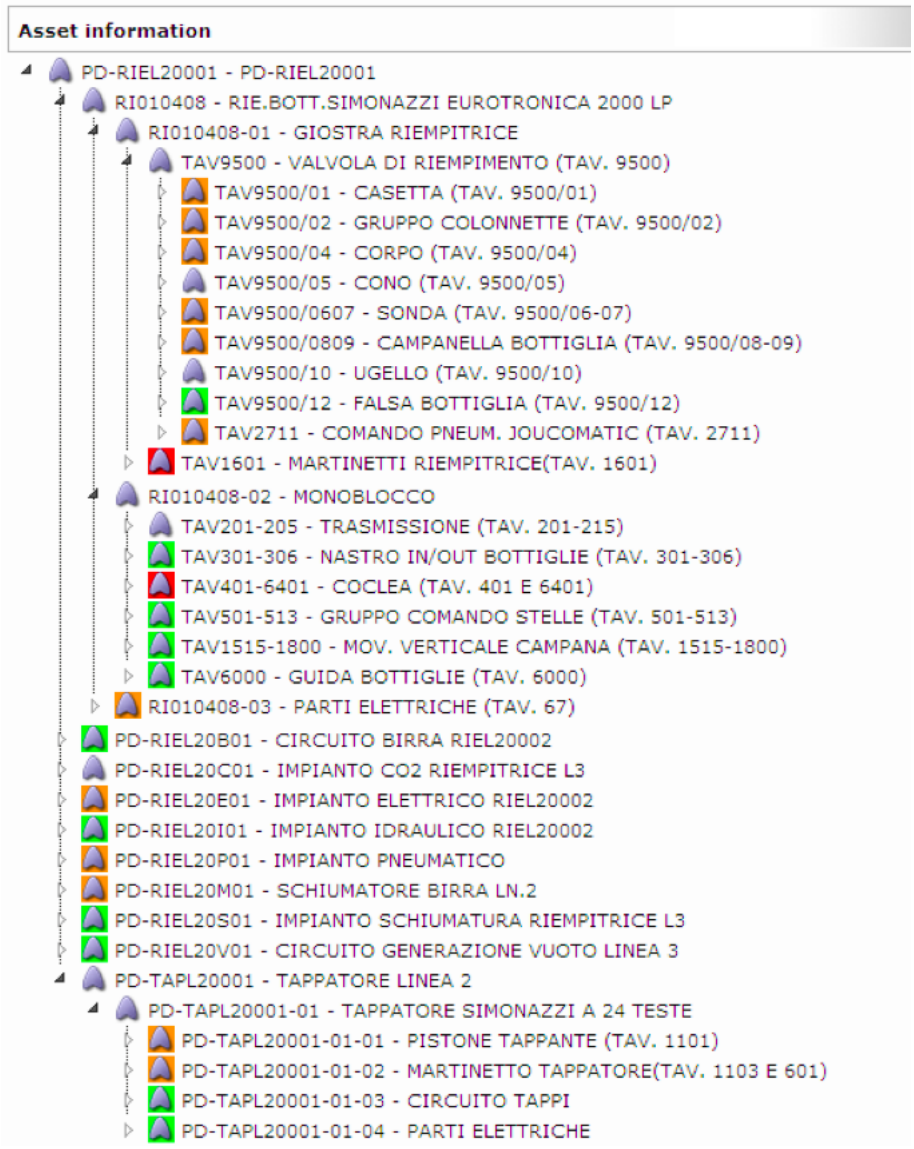
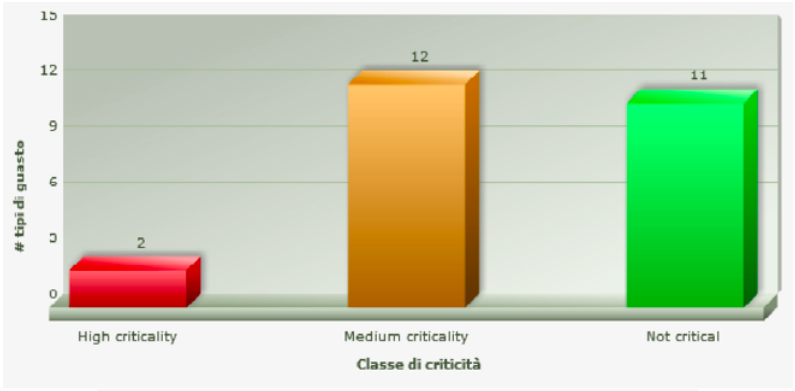


Figura 6.30: Albero Funzionale considerato in fase d'analisi FMECA con le rispettive criticità globali calcolate



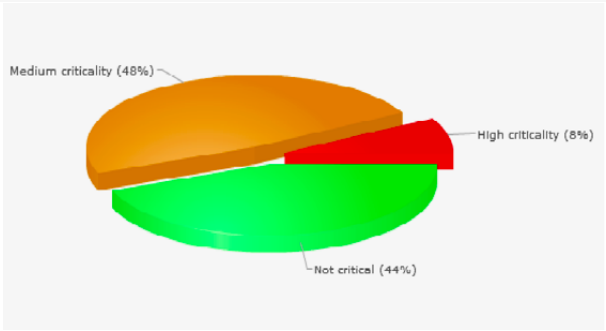
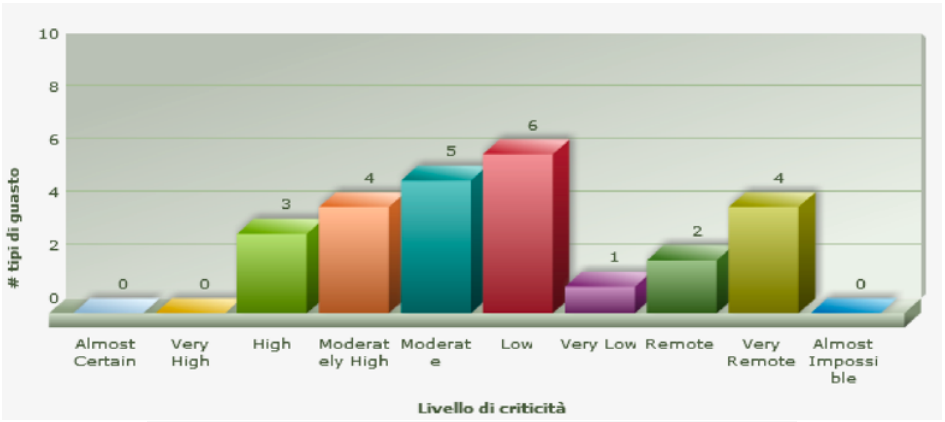


Figura 6.31: Criticità Globale



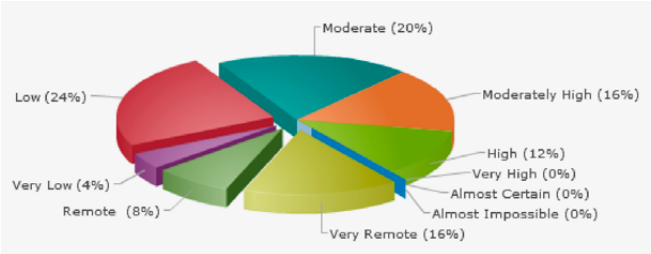


Figura 6.32: Detectability

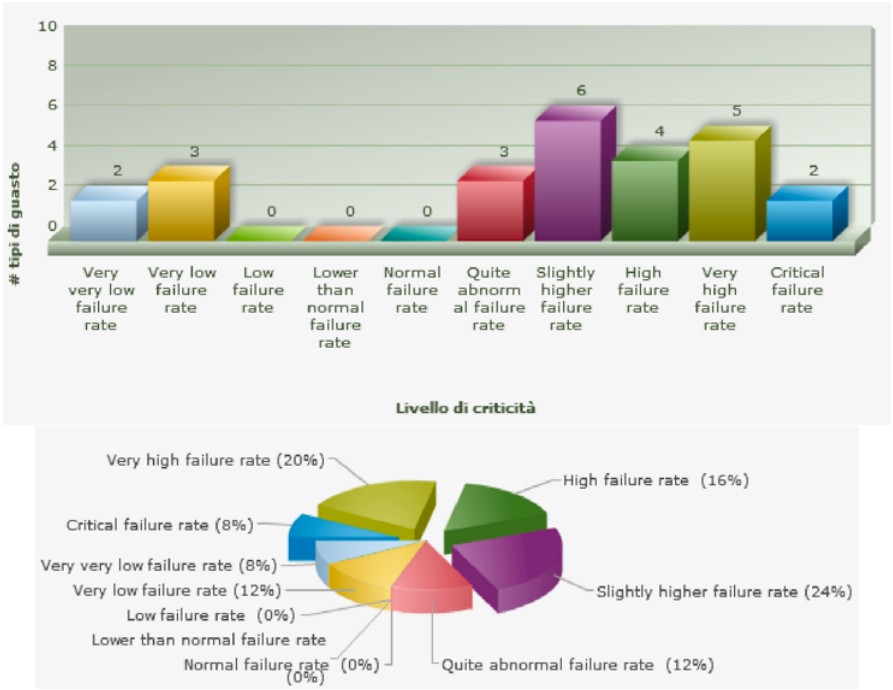


Figura 6.33: Occurrence

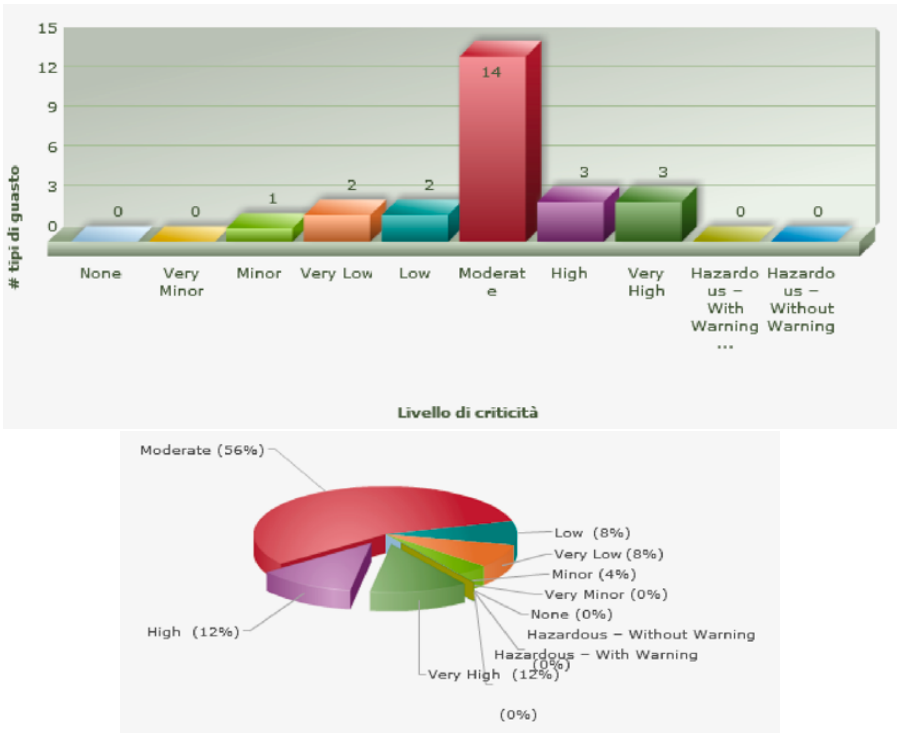


Figura 6.34: Severity

6.2.3.3 Analisi di Pareto

Tramite analisi di Pareto (Fig.6.35) si intende evidenziare il 20% delle totali componenti dell'impianto responsabili dell'80% della criticità globale della macchina. Appunto su tali componenti si valuterà la fattibilità di un approccio manutentivo predittivo, individuando poi per le rimanenti la politica manutentiva più idonea. Si osservi come un componente ad elevata criticità di detenzione non sia necessariamente il più critico dal punto di vista della frequenza d'accadimento, appunto per questo è fondamentale basare le proprie considerazioni sulla criticità globale.

6.2.4 Studio di fattibilità

Dall'analisi FMECA vengono individuate le componenti critiche che concorrono maggiormente alla criticità globale del sistema, come evidenziato dall'analisi di Pareto. A seguire viene presentato in forma tabellare il risultato dello studio di fattibilità svolto a partire dall'analisi dei modi, degli effetti e delle criticità della riempitrice Sidel (Fig.6.36, 6.37, 6.38). Per ciascun asset viene valutata la possibilità e la convenienza di un monitoring vibrazionale in continuo tramite sensoristica G-Talk. Si osservi che tali punti di misura teorici così individuati dovranno poi essere vagliati da un'analisi tecnico/economica da condursi unitamente al responsabile manutenzione di Birra Peroni. Non si esclude la possibilità di integrare i punti di misura emersi da tale analisi con ulteriori componenti ritenuti critici dal punto di vista del personale Birra Peroni.

6.2.4.1 Analisi del miglioramento

Unitamente allo studio di fattibilità viene eseguita un'analisi "what-if", in grado di presentare lo scenario delle criticità d'impianto a valle dell'installazione del sistema G-Talk sui punti di misura così individuati. In tale analisi del miglioramento vengono ricalcolati tutti i singoli valori di criticità d'asset, ricombinandoli al fine di fornire lo scenario di criticità utile all'individuazione dei punti d'intervento che apportano maggior beneficio all'affidabilità impiantistica. Inoltre, qui a seguire viene presentata anche l'evoluzione delle criticità globali dell'impianto sull'albero degli asset dopo l'attuazione di tale piano d'affidabilità (Fig.6.39).



Figura 6.35: Analisi di Pareto

Pos.	Nuovo	Criticità totale	Criticità proposta	Asset	Descrizione	Impatto principale	Misure attuali	Misure proposte	Detectability	Occurence	Severity
1	15	High criticality	Not critical	PD-RIEL20001 > RI010408 > RI010408-01 > TAV1601	Martinetti riempitrice	Operativo		Condition Monitoring h24	Very Remote → **Very High**	Very high failure rate → **Normal failure rate**	Very High
2	20	High criticality	Not critical	PD-RIEL20001 > RI010408 > RI010408-02 > TAV401-6401	Coclea	Operativo		Condition Monitoring h24	Very Remote → **Very High**	Very high failure rate → **Low failure rate**	Very High → **Hazardous – With Warning**
3	18	Medium criticality	Not critical	PD-RIEL20001 > PD-TAPL20001 > PD-TAPL20001-01 > PD-TAPL20001-01-01	Pistone Tappante	Operativo		Condition Monitoring h24	Very Remote → **High**	Slightly higher failure rate → **Normal failure rate**	High
4	1	Medium criticality	Medium criticality	PD-RIEL20001 > RI010408 > RI010408-01 > TAV9500 > TAV9500/01	Casetta	Operativo			Very Remote	High failure rate	Moderate
5	2	Medium criticality	Medium criticality	PD-RIEL20001 > RI010408 > RI010408-01 > TAV9500 > TAV2711	Comando Pneumatico Jucomatic	Operativo			Low	Critical failure rate	Moderate
6	3	Medium criticality	Medium criticality	PD-RIEL20001 > PD-RIEL20E01	Impianto Elettrico	Operativo			Remote	High failure rate	Moderate
7	16	Medium criticality	Not critical	PD-RIEL20001 > PD-TAPL20001 > PD-TAPL20001-01 > PD-TAPL20001-01-02	Martinetto Tappatore	Operativo		Condition Monitoring h24	Remote → **High**	Slightly higher failure rate → **Normal failure rate**	High
8	4	Medium criticality	Medium criticality	PD-RIEL20001 > RI010408 > RI010408-01 > TAV9500 > TAV9500/02	Gruppo Colonnette	Operativo			Moderate	Critical failure rate	Moderate

Figura 6.36: Studio di Fattibilità ed Analisi del Miglioramento

Pos.	Nuovo	Criticità totale	Criticità proposta	Asset	Descrizione	Impatto principale	Misure attuali	Misure proposte	Detectability	Occurence	Severity
9	5	Medium criticality	Medium criticality	PD-RIEL20001 > RI010408 > RI010408-01 > TAV9500 > TAV9500/0607	Sonda	Operativo			Low	Very high failure rate	Moderate
10	6	Medium criticality	Medium criticality	PD-RIEL20001 > RI010408 > RI010408-01 > TAV9500 > TAV9500/04	Corpo Rubinetti	Operativo			Low	Very high failure rate	Moderate
11	7	Medium criticality	Medium criticality	PD-RIEL20001 > PD-RIEL20M01	Schiumatore Birra	Operativo			Low	High failure rate	Moderate
12	8	Medium criticality	Medium criticality	PD-RIEL20001 > RI010408 > RI010408-01 > TAV9500 > TAV9500/0809	Campanella Bottiglia	Operativo			Moderately High	Very high failure rate	Moderate
13	9	Medium criticality	Medium criticality	PD-RIEL20001 > RI010408 > RI010408-03	Parti elettriche riempitrice	Operativo			Moderate	High failure rate	Moderate
14	10	Medium criticality	Medium criticality	PD-RIEL20001 > PD-RIEL20P01	Impianto Pneumatico	Operativo			Very Low	Quite abnormal failure rate	Moderate
15	11	Not critical	Not critical	PD-RIEL20001 > RI010408 > RI010408-02 > TAV301-306	Nastri in/out bottiglie	Operativo			Moderate	Slightly higher failure rate	Moderate
16	12	Not critical	Not critical	PD-RIEL20001 > PD-RIEL20I01	Impianto Idraulico	Operativo			Low	Slightly higher failure rate	Very Low
17	13	Not critical	Not critical	PD-RIEL20001 > RI010408 > RI010408-01 > TAV9500 > TAV9500/12	Falsa Bottiglia	Operativo			Moderately High	Slightly higher failure rate	Low
18	14	Not critical	Not critical	PD-RIEL20001 > PD-RIEL20B01	Circuito Birra	Operativo			Moderately High	Quite abnormal failure rate	Moderate
19	17	Not critical	Not critical	PD-RIEL20001 > PD-TAPL20001 > PD-TAPL20001-01 > PD-TAPL20001-01-03	Circuito Tappi	Operativo			Moderate	Slightly higher failure rate	Minor

Figura 6.37: Studio di Fattibilità ed Analisi del Miglioramento

Pos.	Nuovo	Criticità totale	Criticità proposta	Asset	Descrizione	Impatto principale	Misure attuali	Misure proposte	Detectability	Occurence	Severity
20	19	Not critical	Not critical	PD-RIEL20001 > PD-RIEL20V01	Circuito Vuoto	Operativo			High	Quite abnormal failure rate	Moderate
21	21	Not critical	Not critical	PD-RIEL20001 > RI010408 > RI010408-02 > TAV1515-1800	Mov. Verticale Campana	Operativo			Moderately High	Very very low failure rate	Very High
22	22	Not critical	Not critical	PD-RIEL20001 > PD-RIEL20S01	Impianto Schiumatura	Operativo			Moderate	Very low failure rate	Low
23	23	Not critical	Not critical	PD-RIEL20001 > RI010408 > RI010408-02 > TAV501-513	Gruppo Comando Stelle	Operativo			High	Very low failure rate	High
24	24	Not critical	Not critical	PD-RIEL20001 > PD-TAPL20001 > PD-TAPL20001-01 > PD-TAPL20001-01-04	Parti Elettriche	Operativo			Low	Very very low failure rate	Very Low
25	25	Not critical	Not critical	PD-RIEL20001 > RI010408 > RI010408-02 > TAV6000	Guida Bottiglie	Operativo			High	Very low failure rate	Moderate

Figura 6.38: Studio di Fattibilità ed Analisi del Miglioramento

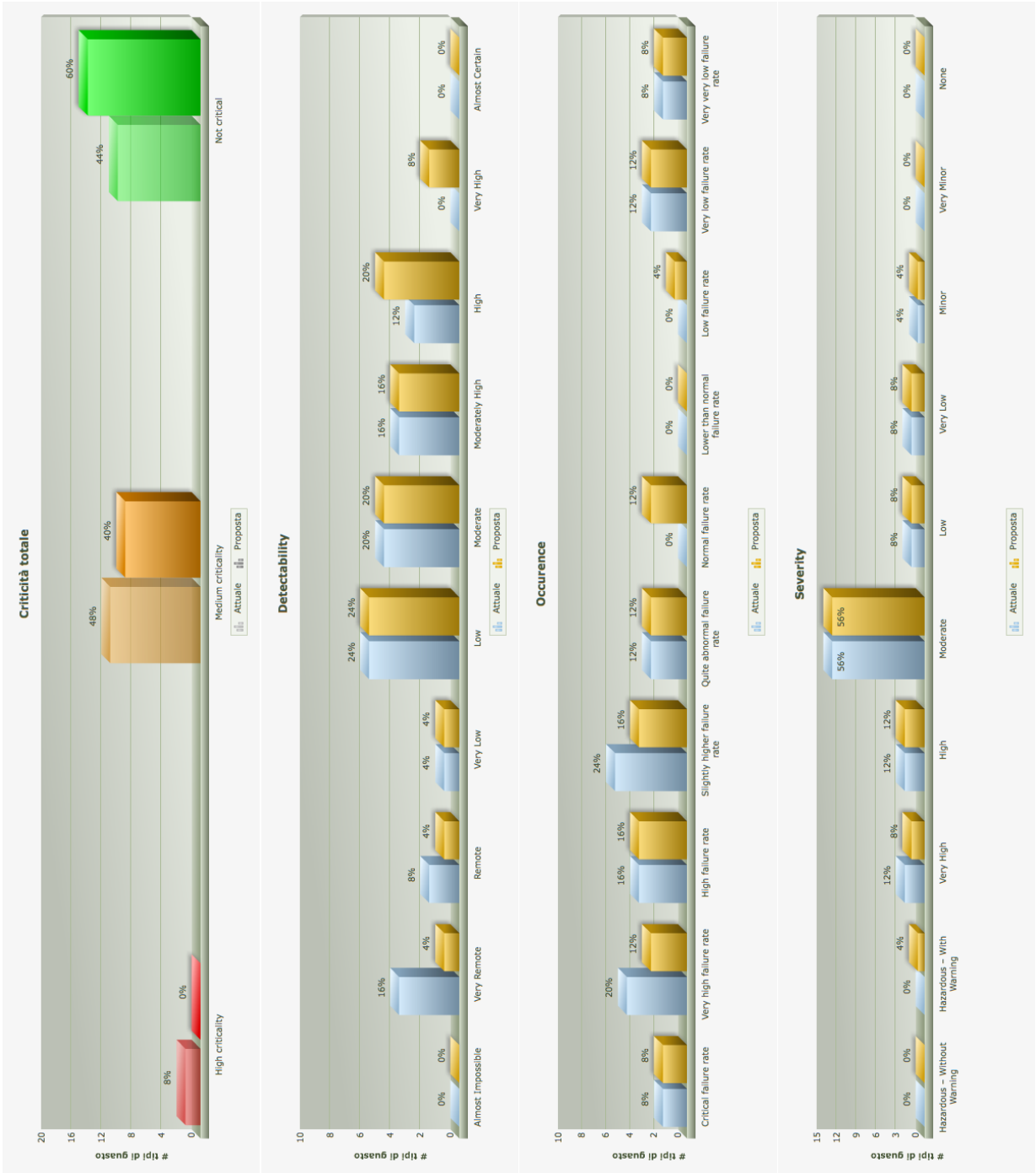


Figura 6.39: Analisi del Miglioramento

6.2.5 Analisi tecnico/economica

Sulla base dell'analisi FMECA e successivo studio di fattibilità si propongono quali candidati per monitoring in continuo con sistema G-Talk i seguenti componenti:

- *Martinetti Riempitrice* : si propone monitoraggio dei martinetti alzabottiglia attraverso 2 accelerometri posti ad ingresso ed uscita del profilo sagomato che impartisce alzata e discesa degli stessi.

- *Coclea d'ingresso* : si propone il monitoraggio attraverso 2 accelerometri posti radialmente in prossimità dei supporti della coclea.

- *Pistone Tappante e Martinetto Tappatore*: si propone l'installazione di 1 accelerometro sulla sommità del tappatore, lungo la direzione d'impatto del pistone. Potrebbero esservi delle complicazioni operative nella disposizione dei cablaggi. Si deve valutare la disponibilità temporale di fermo macchina per l'installazione di un accelerometro in prossimità del martinetto, essendo la zona di difficile accesso.[1]

Sono poi state poi concordate con i tecnici Birra Peroni, sulla base di quanto emerso in fase di studio di criticità, di prevedere in aggiunta ai punti di misura sopra elencati anche:

- *Ralla Riempitrice* : Nonostante la ralla centrale non compaia nello storico guasti, fortunatamente, ci si vuole sincerare dell'evoluzione nel tempo dello stato effettivo della suddetta in modo da prevenire un eventuale guasto catastrofico.

- *Catena Cinematica* : Sono stati lamentate diverse anomalie ricorrenti nella catena cinematica che impartisce il moto alle varie giostre della macchina. Si propone l'installazione di 1 accelerometro in corrispondenza del terzo riduttore, verificando la bontà del punto installato. In tale fase di studio impegnare un sensore per ogni stella della catena cinematica sarebbe non fattibile.

[1] Proprio a causa di tali limitazioni tecnico-operative è stato necessario rinviare il monitoring della stazione di tappatura ad una fase successiva a tale studio. L'installazione di tali sensori avrebbe richiesto un impiego temporale e di risorse troppo elevato per la disponibilità operativa di Birra Peroni stanziata per tale progetto pilota.

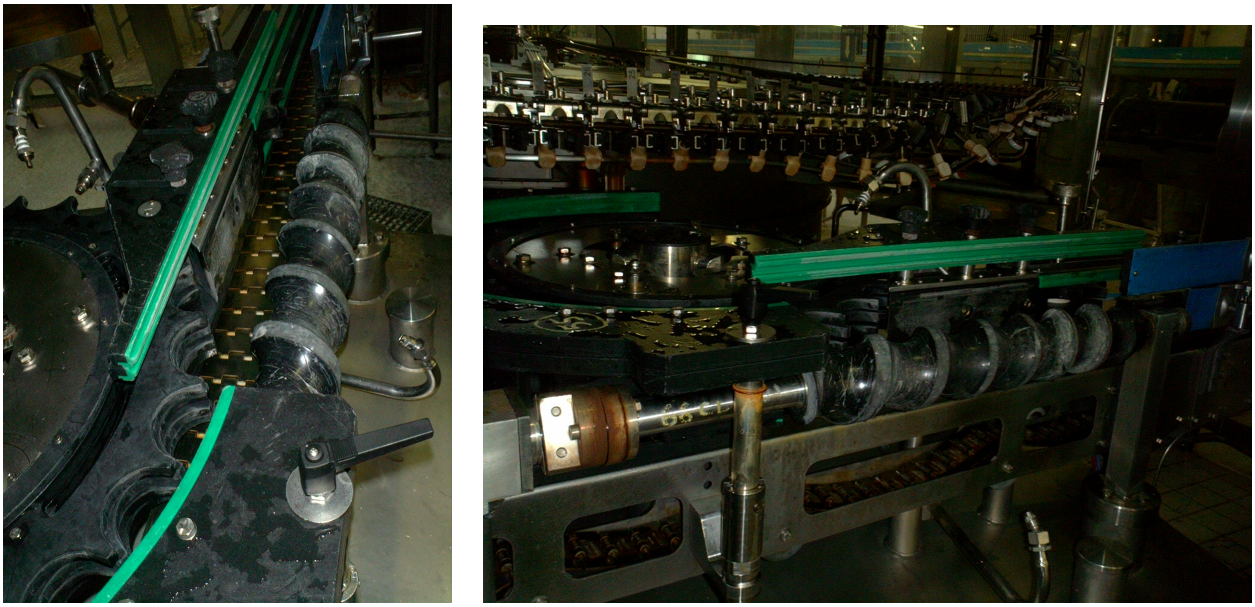
6.3 Installazione

In tale sezione illustreremo dunque le fasi d'installazione della sensoristica nei punti designati durante questa fase preliminare di studio, evidenziando caratteristiche delle componenti impiantistiche coinvolte e parametri di misura adottati.

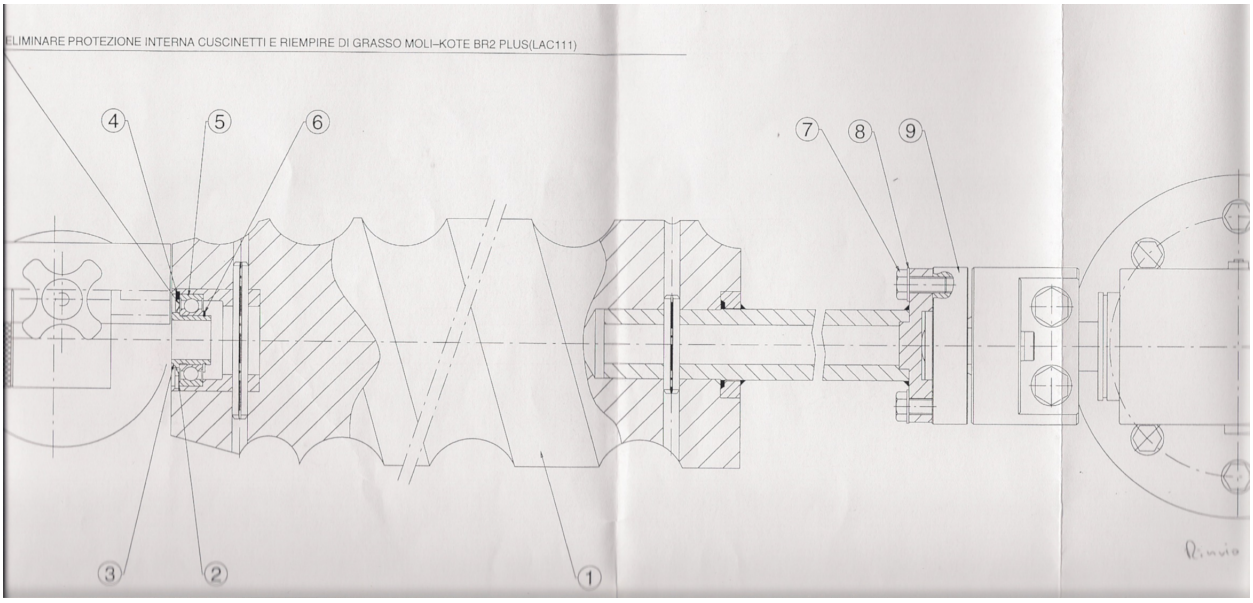
6.3.1 Coclea d'ingresso

La coclea d'ingresso è costituita da una sorta di vite senza fine sagomata con passo decrescente (Fig.6.40, 6.43), in modo da accelerare le bottiglie ed alimentare la prima giostra di trasporto verso la sciacquatrice, sostentata agli estremi da due cuscinetti. Essa riceve il moto da un rinvio angolare (Fig.6.41), costituito da una coppia di ruote dentate coniche a 25 denti elicoidali (Fig.6.42), al quale è direttamente accoppiata a mezzo di un giunto diritto ad elementi elastomerici. Si osservi che la coclea d'ingresso viene sostituita ad ogni cambio formato, per permettere l'alloggiamento delle bottiglie impiegate nel lotto di produzione.

La coclea d'ingresso non ha evidenziato particolari difficoltà in fase di installazione sensori essendo dislocata in prossimità alla postazione PLC, ove sono stati fatti convergere i cavi degli accelerometri per la connessione alla centralina del sistema G-Talk. Sono stati predisposti due punti di misura in prossimità dei due supporti della stessa, in direzione radiale. Per entrambi i punti è stata saldata direttamente sulla struttura porta coclea una placchetta in acciaio inox (Fig.6.44a) filettata ad hoc per ospitare gli accelerometri adottati (Fig.6.44b). Nello specifico è stato dedicato il primo canale dell'acquisitore all'accelerometro posto radialmente al cuscinetto lato opposto azionamento, verso l'ingresso bottiglie, mentre il canale 2 è stato assegnato al cuscinetto del rinvio angolare, dal quale viene fornito il moto alla coclea.

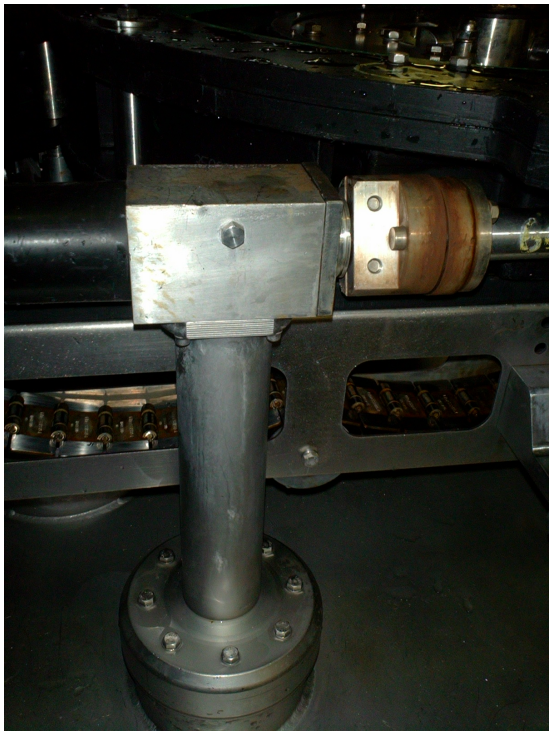


(a)

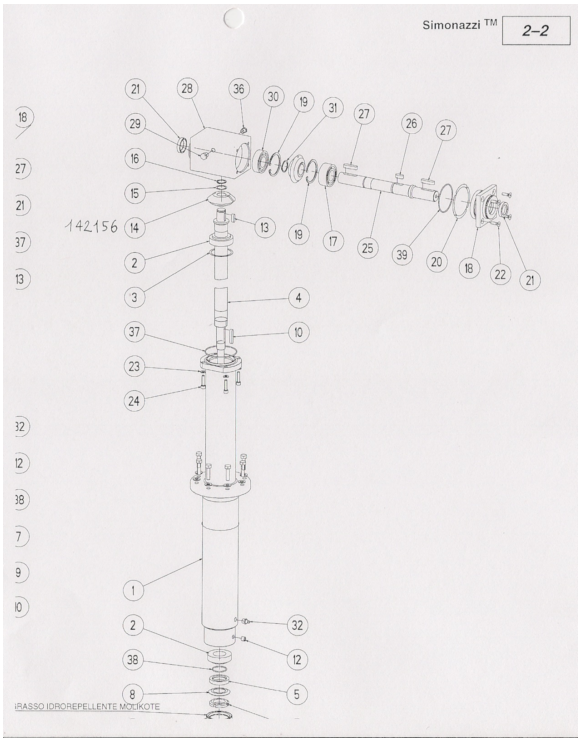


(b)

Figura 6.40: Coclea d'ingresso



(a)



(b)

Figura 6.41: Rinvio Angolare di Movimentazione Coclea



Figura 6.42: Ruote coniche elicoidali del rinvio angolare

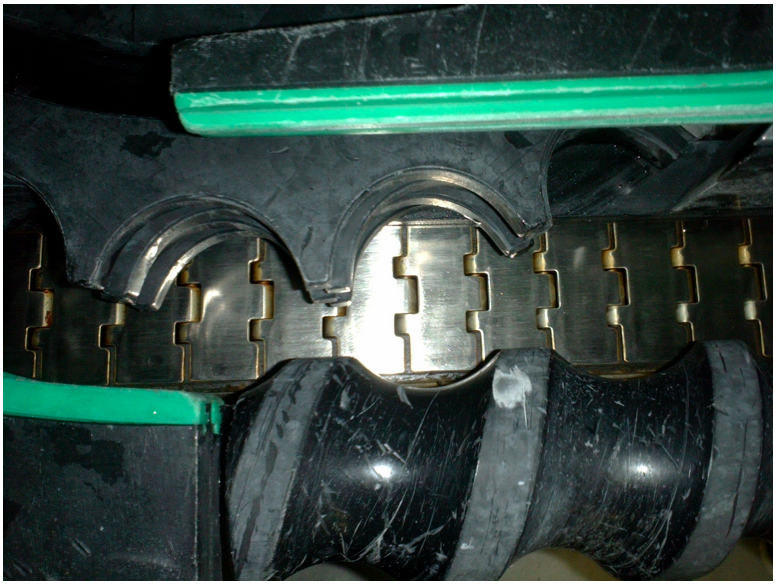
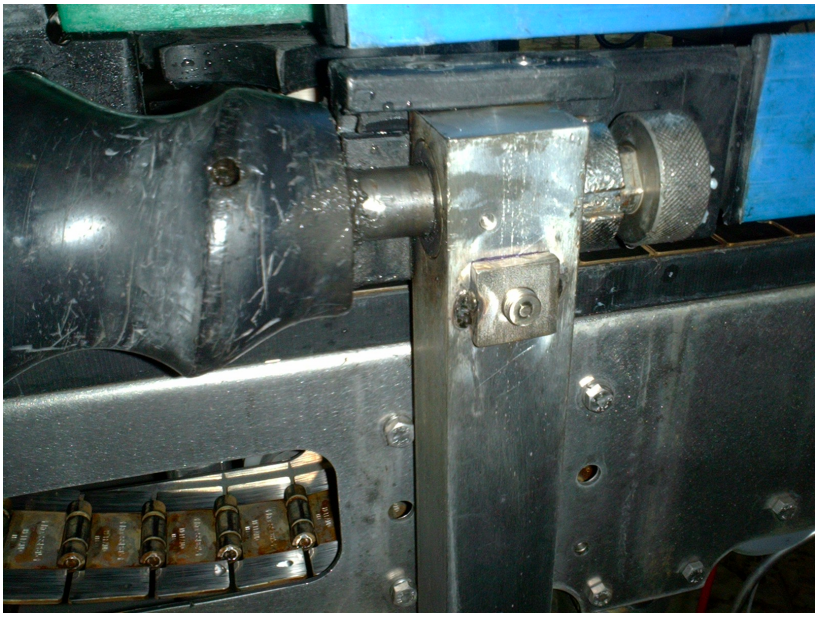
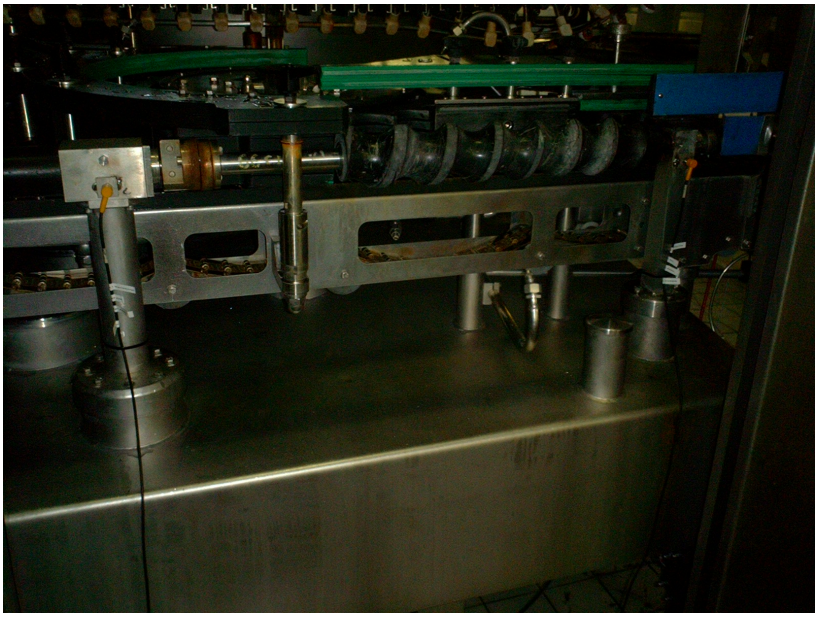


Figura 6.43: Ingranamento Coclea - Stella d'Ingresso



(a)



(b)

Figura 6.44: Installazione canali 1 e 2

6.3.2 Riduttore

Il moto della ralla riempitrice, della ralla sciacquatrice, della coclea d'ingresso e delle svariate stelle di trasporto viene garantito da un motore elettrico posto sotto la riempitrice (Fig.6.45) e da tutta una serie di ruote dentate tra loro connesse. In figura 6.46 viene riportato il layout delle giostre presenti nella macchina, che garantiscono il transito delle bottiglie e il riempimento delle stesse. Il motore principale trasmette il moto a mezzo di una cinghia ad un primo riduttore dedicato alla ralla riempitrice (Fig.6.47), a sua volta il riduttore è connesso ad un secondo riduttore tramite un giunto cardanico. Tale riduttore innesta con il treno di ruote dentate che movimentano le varie stelle di trasporto (Fig.6.48). Il terzo riduttore riceve il moto da una di tali ruote e lo rimanda sempre tramite un giunto cardanico al quarto ed ultimo riduttore della sciacquatrice. In prossimità del terzo riduttore (Fig.6.49) una ruota innesta con la ruota direttamente a monte del riduttore e movimenta una puleggia dentata che trasmette il moto anche al rinvio angolare della coclea d'ingresso (Fig.6.51). In figura 6.52 è riportata qualitativamente la catena cinematica di trasmissione del moto, schematizzata a valle di una ispezione sul campo, ove ho cercato di rilevare i rapporti di riduzione che intercorrono tra i vari organi.

A valle di discussioni con i tecnici Birra Peroni si è convenuto di procedere con l'installazione di un accelerometro sul terzo riduttore, in prossimità del rinvio angolare, con l'intento di prevenire anomalie nelle stelle, soggette continuamente ad elevati stress meccanici dato l'ambiente a nebulizzazione d'acqua clorata in cui si trovano ad operare. In figura 6.50 è visibile l'accelerometro installato su di una piastrina saldata al riduttore in direzione assiale alle ruote di trasmissione. L'ipotesi di cattiva installazione, con introduzione di risonanza di flessione della piastrina, è stata fortunatamente fugata in fase d'analisi spettrale.



Figura 6.45: Motore Principale

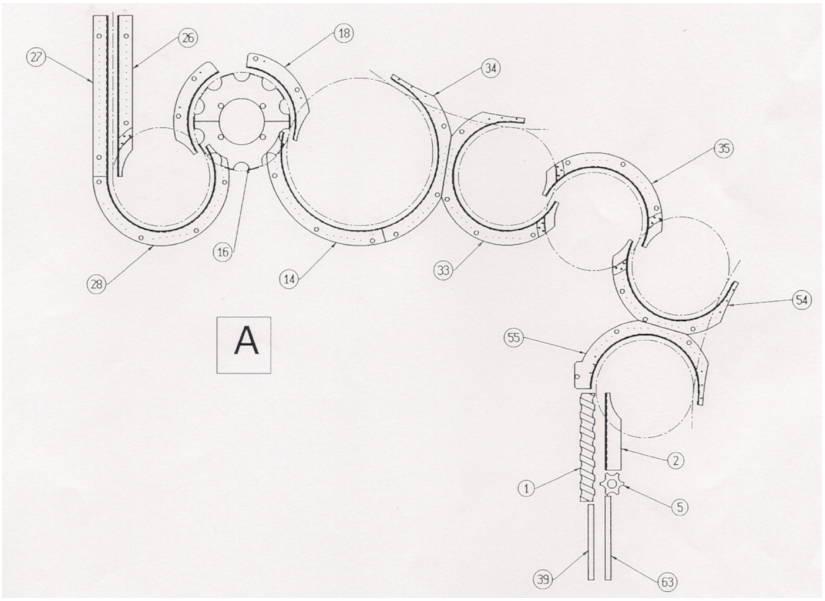


Figura 6.46: Layout Giostre di Trasporto

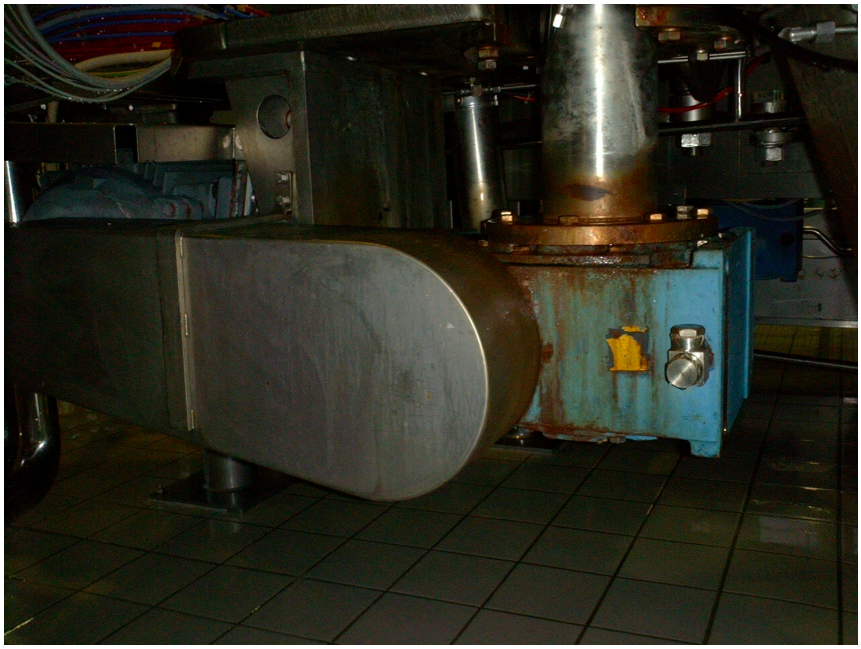


Figura 6.47: Primo Riduttore (Ralla Riempitrice)

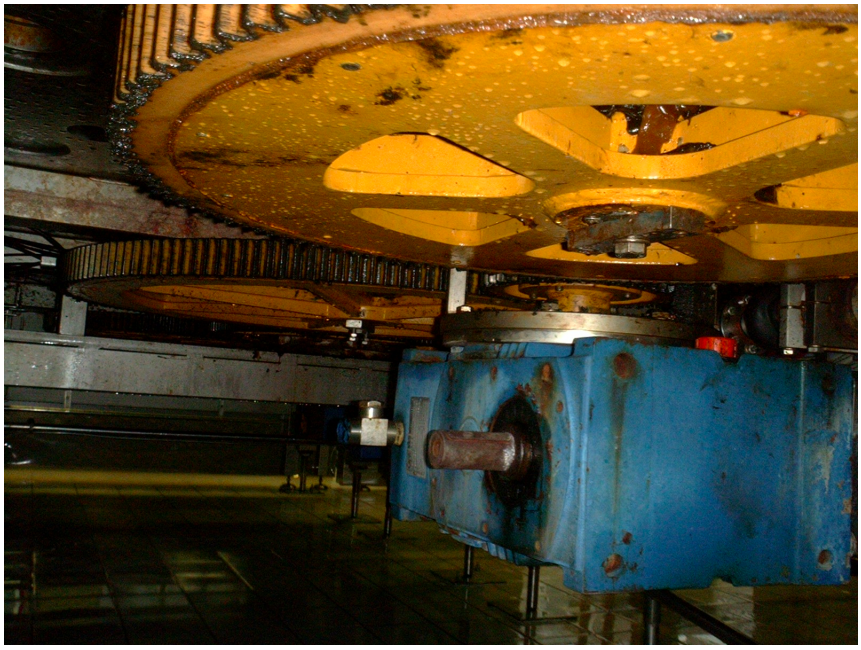


Figura 6.48: Secondo Riduttore e Ruote di Trasmissione



Figura 6.49: Terzo Riduttore



Figura 6.50: Installazione 3°canale

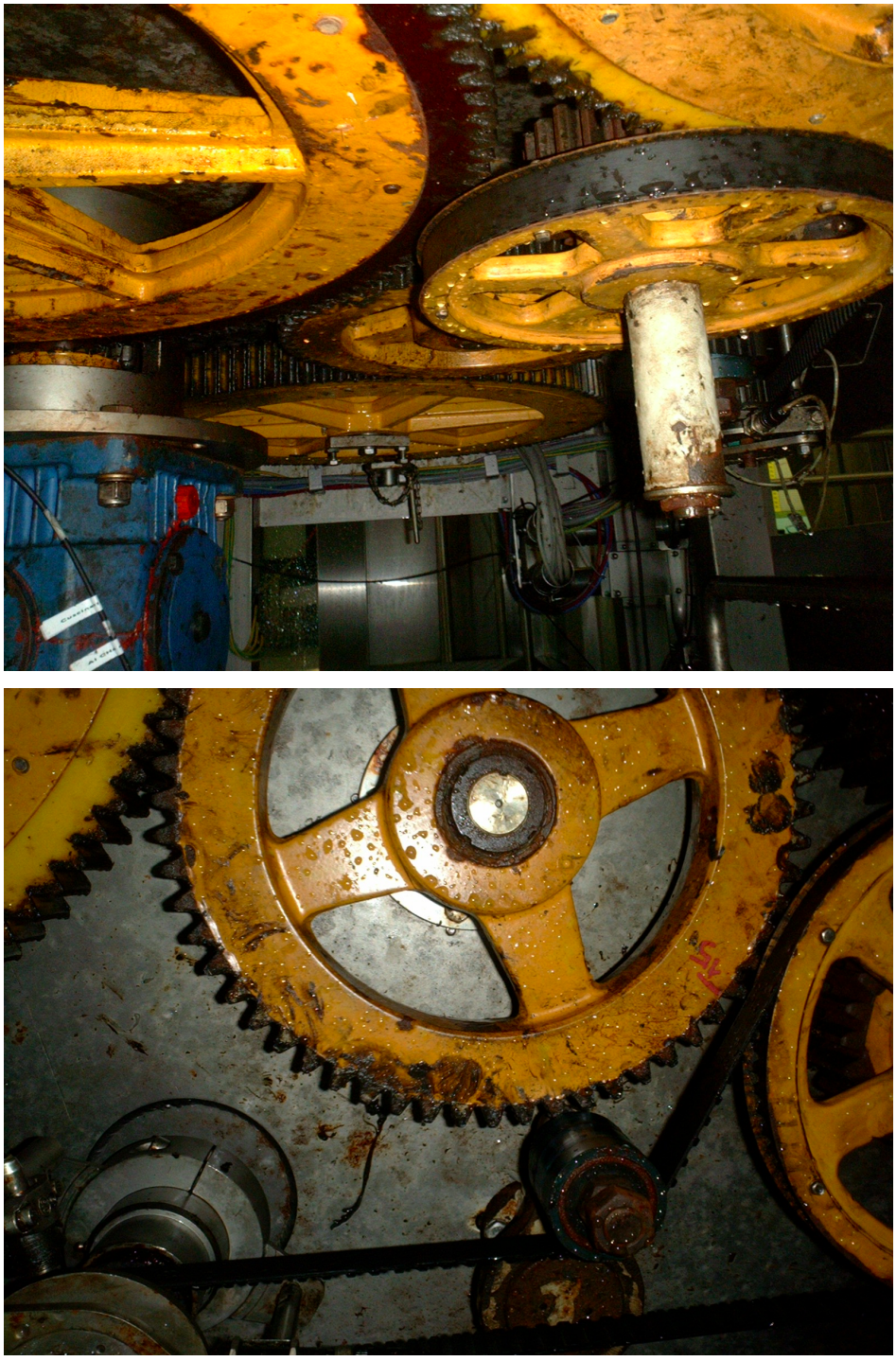


Figura 6.51: Trasmissione al rinvio angolare coclea

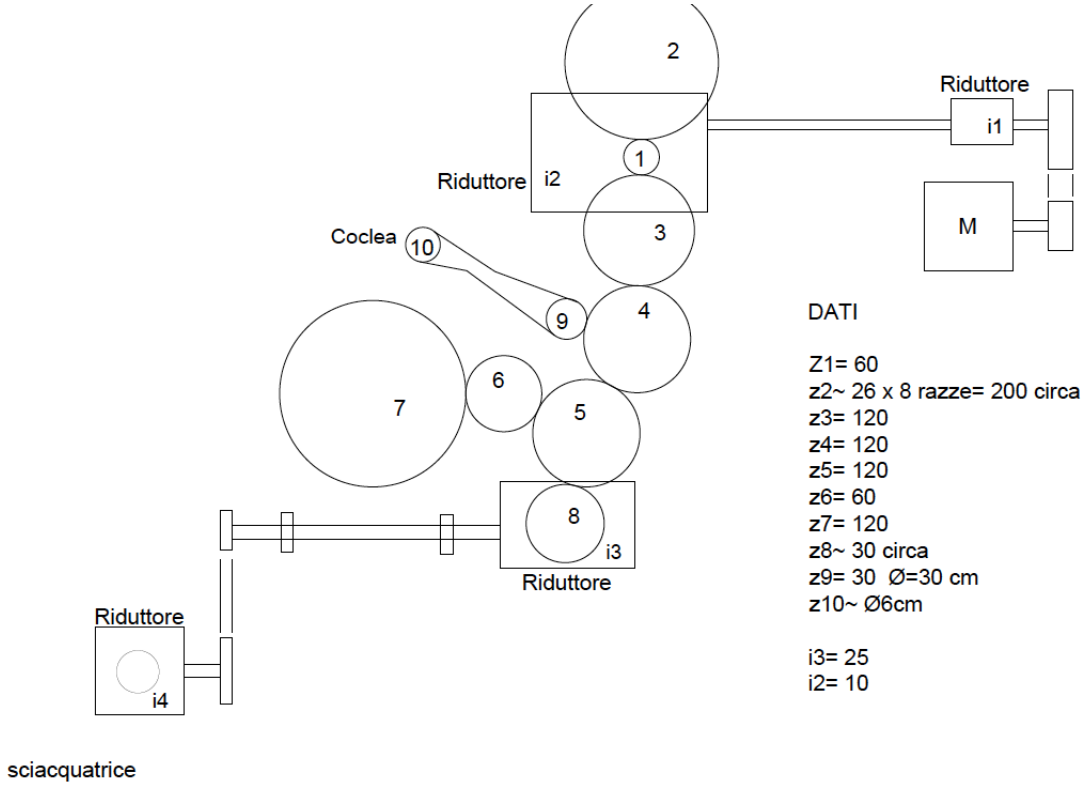


Figura 6.52: Catena Cinematica di Trasmissione del Moto

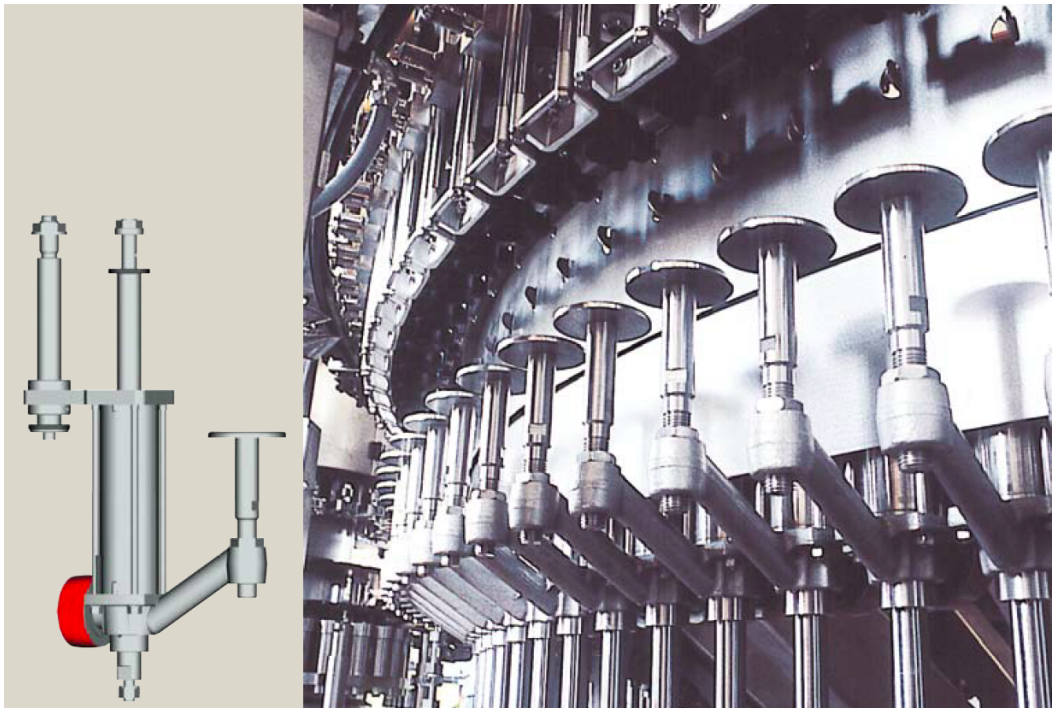


Figura 6.53: Martinetti Alzabottiglia Riempitrice

6.3.3 Camma riempitrice

I 144 martinetti alzabottiglia disposti lungo la circonferenza della ralla riempitrice (Fig.6.53) sono mossi, nelle fasi di carico e scarico bottiglia, attraverso una sagoma (impropriamente definita camma) solidale alla struttura interna della ralla a telaio (Fig.6.54). Ciascun martinetto è infatti dotato di un cuscinetto gommato (Fig.6.55); durante la rotazione della ralla, in successione questi, entrando in contatto con la sagoma, seguiranno la legge di moto che consente lo scarico della bottiglia riempita ed il carico della nuova bottiglia. I cuscinetti gommati, e dunque anche i martinetti, vengono mantenuti a livello grazie ad un sistema pneumatico che consente a ciascuno di essi di presentarsi correttamente alla sagoma. Ci si propone di individuare impatti anomali sulla sagoma, ad esempio derivanti da difetti operativi di martinetto.

Sono stati installati due accelerometri sulla sagoma, nella zona d'ingresso e nella zona d'uscita martinetto, in direzione assiale al movimento degli alzabottiglia. Si osservi in figura 6.56 che i sensori sono stati accortamente posti nella zona di massimo impatto. I cablaggi sono stati quindi incanalati e condotti verso la centralina d'acquisizione.

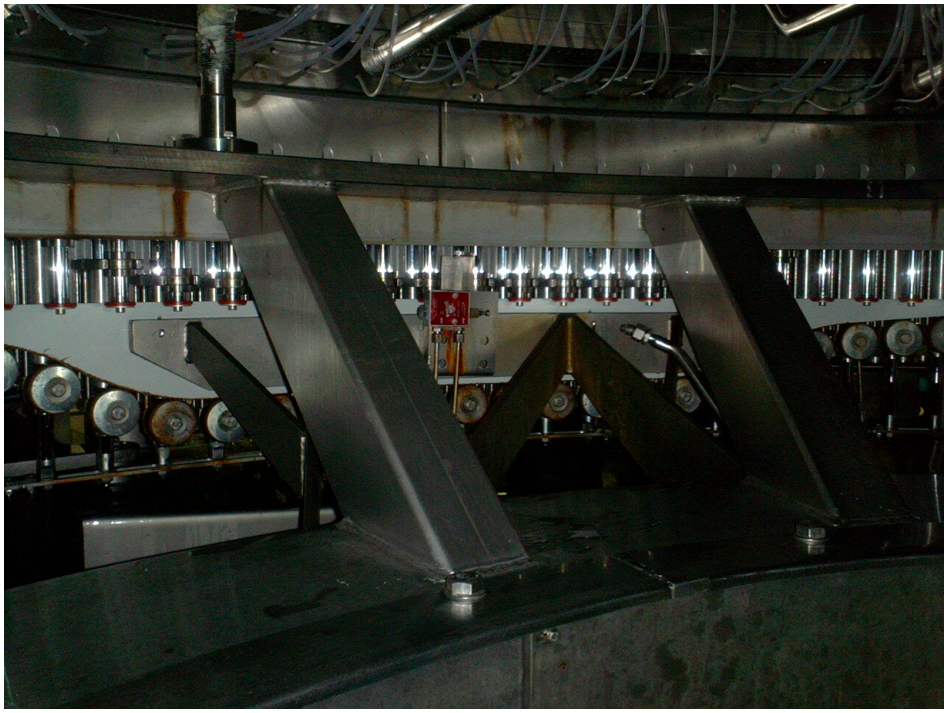


Figura 6.54: Struttura Interna della Ralla Riempitrice

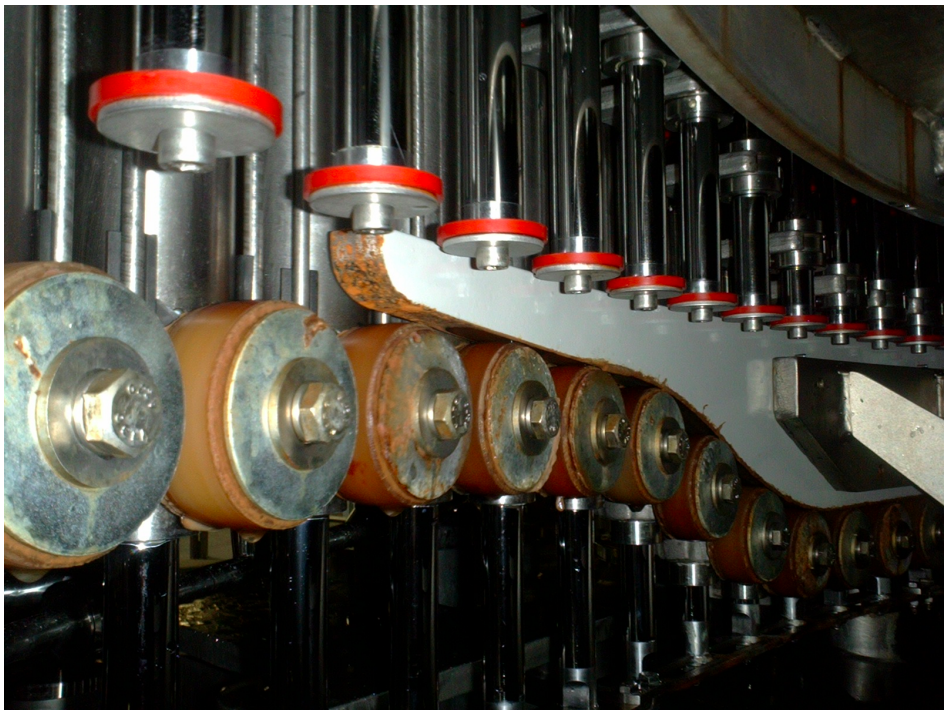


Figura 6.55: Sagoma Movimentazione Alzabottiglia

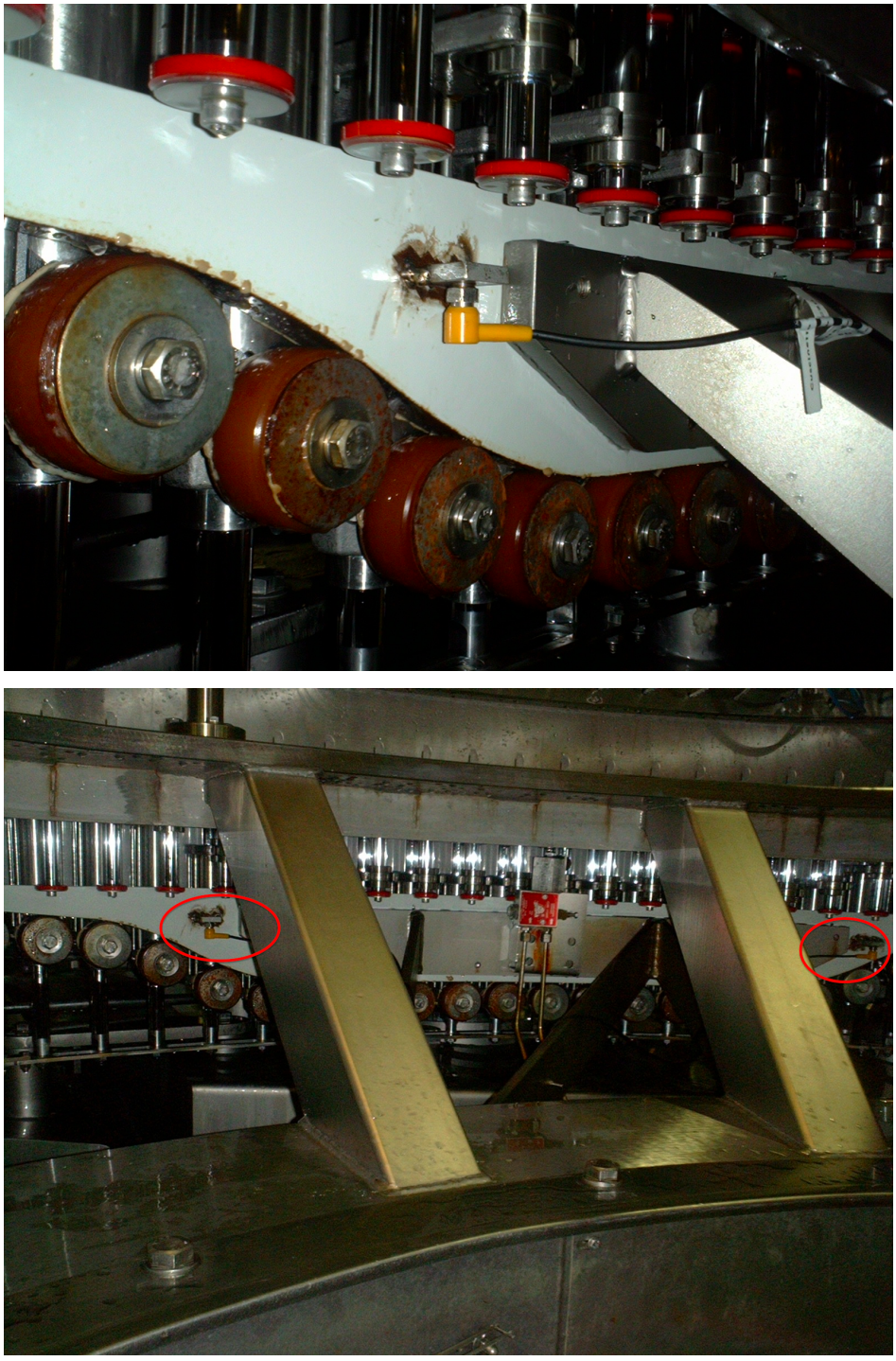


Figura 6.56: Installazione 4° e 5° canale

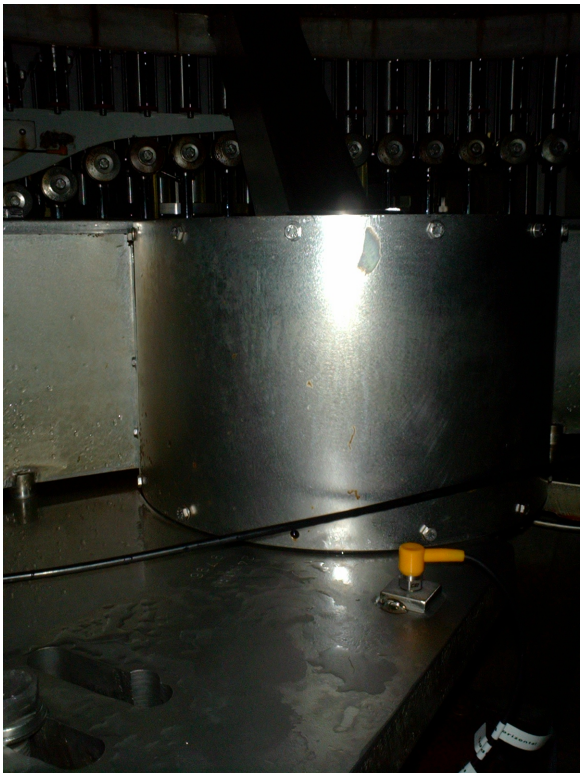


Figura 6.57: Installazione 6° Canale

6.3.4 Ralla riempitrice

E' stato poi fissato un ulteriore accelerometro sulla struttura interna della ralla riempitrice a telaio (Fig.6.57). Lo scopo è espressamente quello di monitorare l'evoluzione dello stato della struttura centrale nel tempo allo scopo di evitare rotture catastrofiche. Tale punto di misura costituisce in tale fase un'incognita per il segnale acquisibile, data la bassissima velocità di rotazione della ralla, sempre $< 5\,RPM$, limite che per molti acquisitori comporta l'impossibilità d'ottenere misure utili e ripetibili attraverso accelerometri piezoelettrici.

6.3.5 Centralina di elaborazione ed acquisizione

La centralina di trattamento ed elaborazione dei segnali è stata allocata all'interno del vano PLC della macchina (Fig.6.58) unitamente al pc server che permette la gestione dei segnali, l'emissione degli allarmi e gli accessi dei pc client a remoto. Per tale installazione pilota si è deciso di lavorare con il pc server in tale posizione, per evitare la disposizione dei cablaggi ethernet, chiaramente si prevede una dislocazione più consona nel futuro prossimo. Nello specifico i canali accelerometrici e tachimetrici impiegati sono stati così definiti:

Canale	Segnale
ch1	Supporto Coclea
ch2	Rinvio Angolare Coclea
ch3	Riduttore
ch4	Ingresso Camma
ch5	Uscita Camma
ch6	Ralla Riempitrice
tacho1	Clock di Macchina

Si osservi che per ciascuno dei 6 canali accelerometrici impiegati sono stati definiti differenti DCS (Data Collection Set) con appostiti parametri d'acquisizione, impiegando anche algoritmi PeakVue. Per il segnale tachimetrico è stato prelevato il segnale di clock di macchina dalla centralina PLC (Fig.6.59), definito in $bottiglie/ora$. A partire da tale segnale sono stati costruiti nel canale $tacho1$ tre canali tachimetrici virtuali in unità SI per la coclea d'ingresso, che formalmente gira al clock di macchina, per il riduttore, la cui velocità d'ingresso equivale ad $1/24\,\omega_{coclea}$ e per la ralla riempitrice che ruota ad $1/144\,\omega_{coclea}$. Per ottenere una buona onda quadra dal segnale tachimetrico da PLC abbiamo dovuto inserire tra out PLC e ingresso tachimetrico un commutatore ad un alimentatore esterno. Inoltre per ridurre i difetti di discontinuità d'onda quadra è stata fondamentale l'aggiunta di una resistenza da 1000Ω ed un condensatore nella catena di misura. In figura 6.60 il segnale di velocità così ottenuto; è stata attestata una differenza di soli $\Delta\omega = 0,2\%$ tra clock di macchina letto a PLC e segnale in Hz letto a pc server.

A partire da tale definizione dei canali sono stati definiti degli opportuni predicati logici per ciascun DCS per ogni punto di misura in modo da automatizzare e razionalizzare le acquisizioni (Fig.6.61). In particolare è stata definita come condizione TRUE di starting d'acquisizione:



Figura 6.58: Vano PLC ed Acquisitore

```
1  if      VEL_COCLEA > 500 RPM
2  and     GROSS_SCAN > 0,01 RMS
3  then    ACQUIRE DCS
```

ossia si inizia ad acquisire solamente in condizioni di macchina in produzione e in presenza di segnale vibrazionale nel primo canale. Si osservi che tale soglia è stata appositamente lasciata molto bassa in fase iniziale di studio della macchina, in modo da acquisire quanti più spettri possibili al fine di comprendere la dinamica della riempitrice e perfezionare i parametri d'acquisizione di ciascun DCS. In seguito si procederà a definire predicati specifici per ciascun punto di misura, sulla base di soglie designate sulle fault frequencies specifiche del componente.

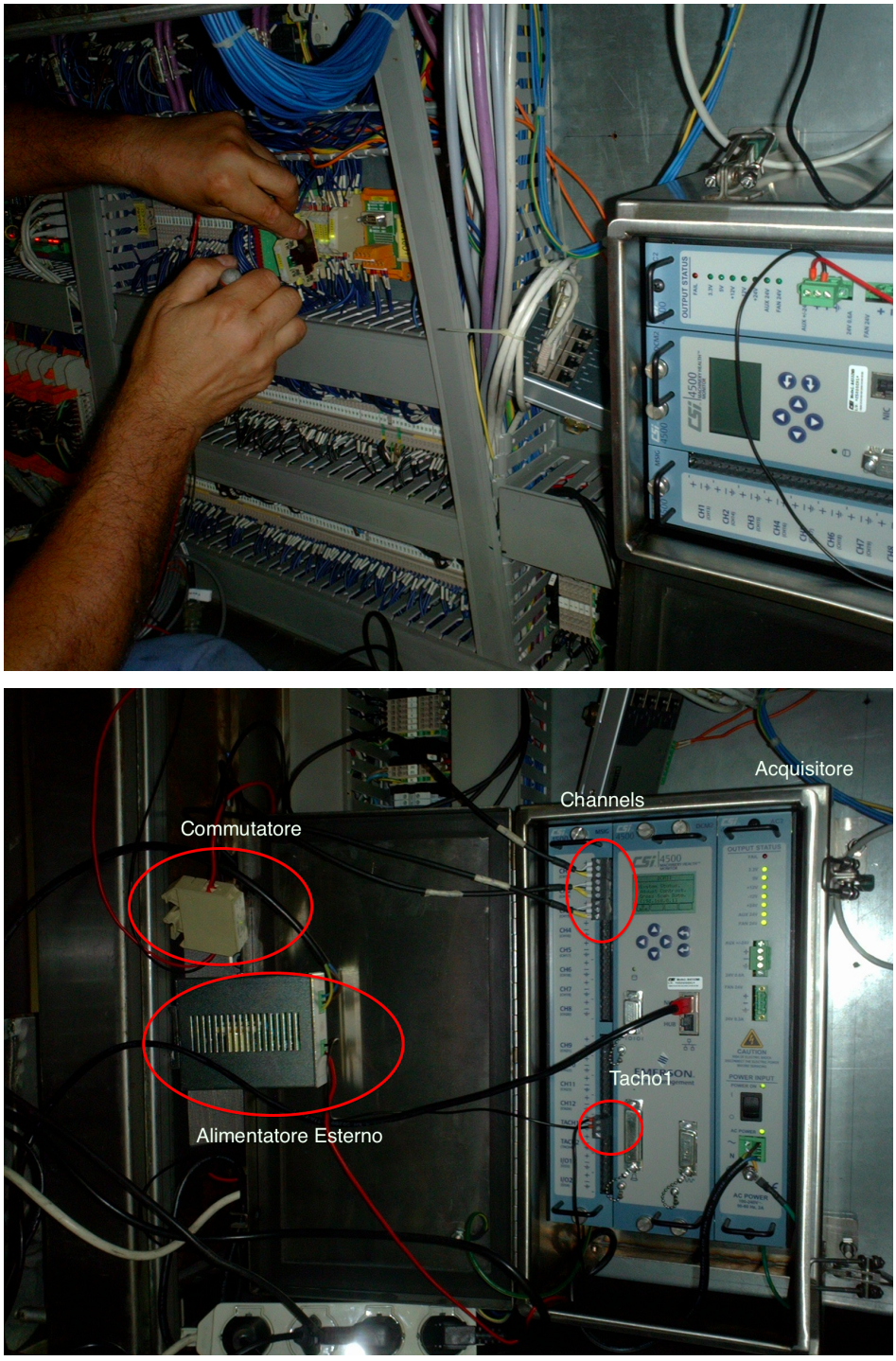


Figura 6.59: Configurazione segnale tachimetrico

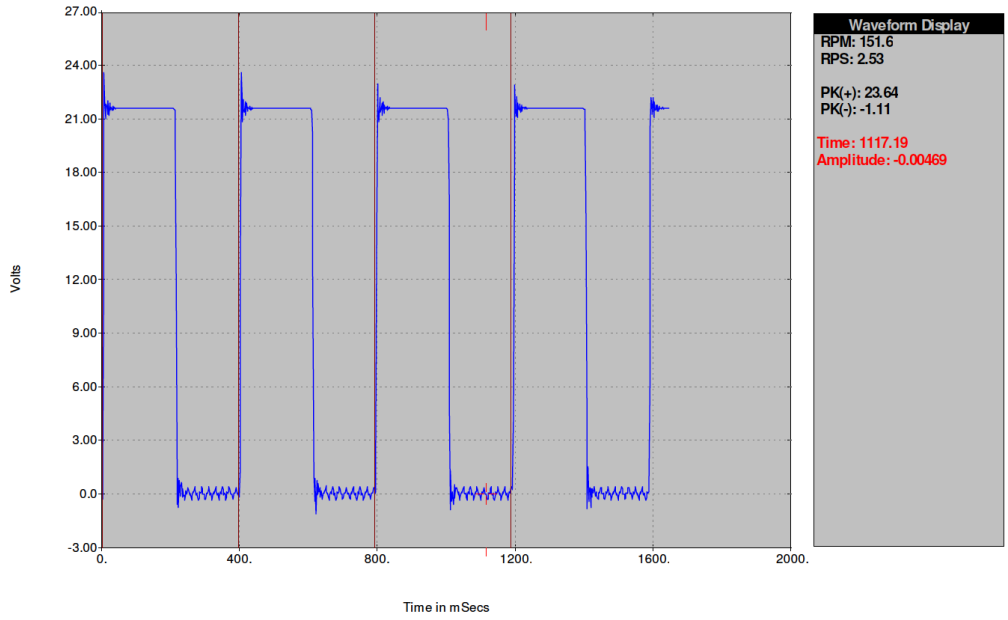


Figura 6.60: Segnale tachimetrico



Figura 6.61: Configurazione SW dei canali e creazione DCS

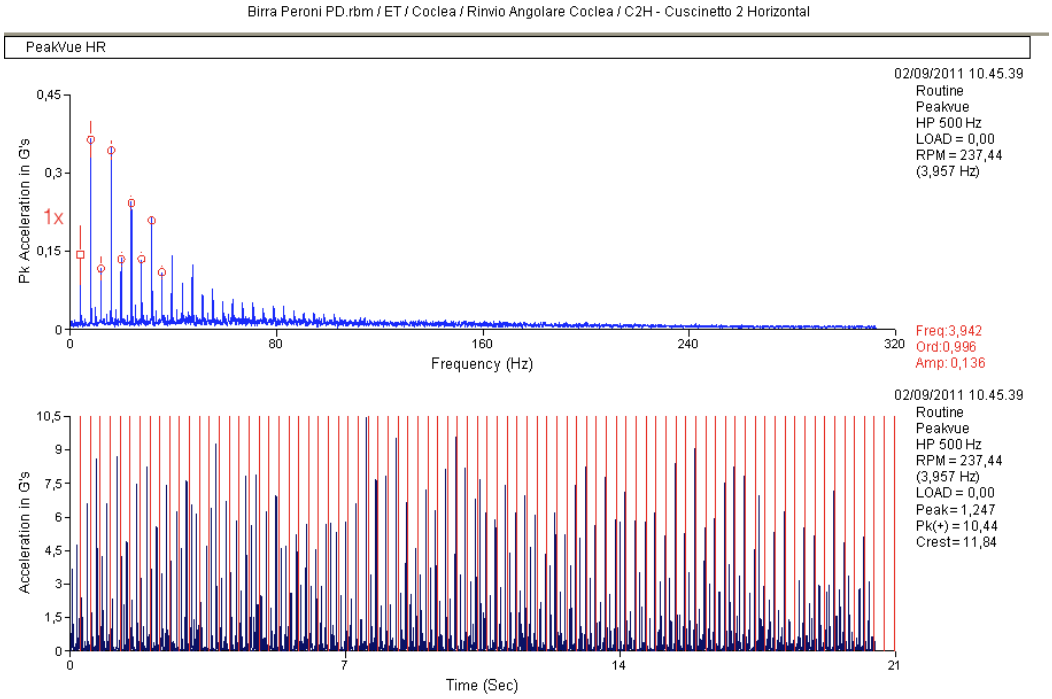
6.4 Analisi dei segnali e definizione fault frequencies

A seguire riportiamo alcuni spettri in frequenza che hanno permesso di caratterizzare ciascun componente monitorato, definendo così alcune fault frequencies che permetteranno di creare delle soglie d'allerta in bande di frequenza specifiche. Tali diagrammi spettrali corrispondono a reali accadimenti di guasto evidenziati durante il periodo di studio della riempitrice, confermati ed approfonditi da ispezioni sul campo a valle della diagnostica vibrazionale. Un certo periodo di studio del segnale è stato fondamentale per comprendere la natura delle armoniche evidenziate negli spettri in frequenza, soprattutto per quanto concerne il treno di ruote dentate che permette la trasmissione del moto nella macchina, e per raffinare i parametri di misura di ciascun DCS.

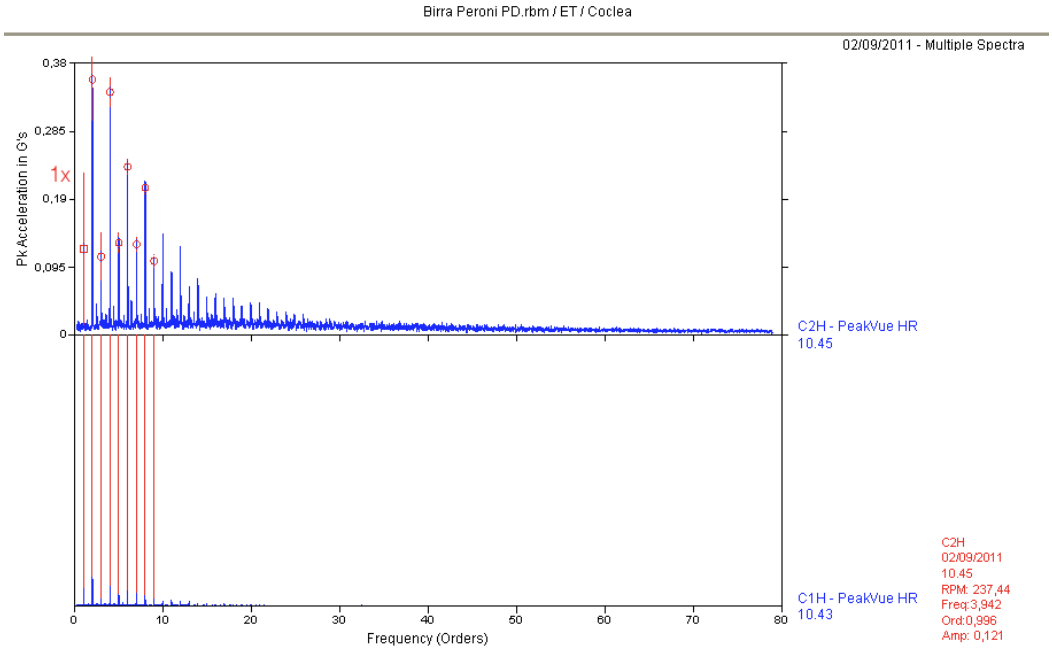
6.4.1 Gioco meccanico sulla coclea d'ingresso

Attraverso i due accelerometri posti sui supporti della coclea è stata evidenziata in più occasioni la presenza di labilità meccanica. Come si può osservare in figura 6.62a sono presenti diverse componenti armoniche multiple intere della fondamentale nello spettro in frequenza acquisito. Si osservi che, come precedentemente accennato, ad ogni cambio formato viene di conseguenza sostituita la coclea. Una delle maggiori difficoltà in tale operazione, lamentata anche dai manutentori, consta nella corretta regolazione della coclea che, se mal posizionata comporta per l'appunto tale discontinuità di trasmissione, con possibile danneggiamento delle bottiglie in transito. Tramite tale soluzione è possibile verificare ed eventualmente correggere la regolazione della coclea al cambio formato. Inoltre, dal confronto degli spettri derivanti dai due canali (Fig.6.62b), emerge chiaramente la fonte del fenomeno vibratorio, localizzata verso il lato accoppiato al rinvio angolare. La diagnostica effettuata a partire dall'analisi del segnale è stata confermata sul campo, riscontrando un problema agli elementi elastomerici del giunto di collegamento al rinvio che impartisce il moto alla coclea. Tale difetto è stato evidenziato in più coclee di formati differenti, inducendo i tecnici Birra Peroni a sostituire tali elementi con delle varianti di mescola differente. In definitiva sono stati evidenziati e monitorati due differenti problemi che si manifestano tipicamente in tale componente:

1. difficoltà nella regolazione della coclea al cambio formato;
2. problema di usura prematura degli elastomeri del giunto.



(a) Gioco Meccanico sulla Coclea d'Ingresso



(b) Confronto tra Acquisizioni Coclea Lato Non Accoppiato e Lato Rinvio Angolare

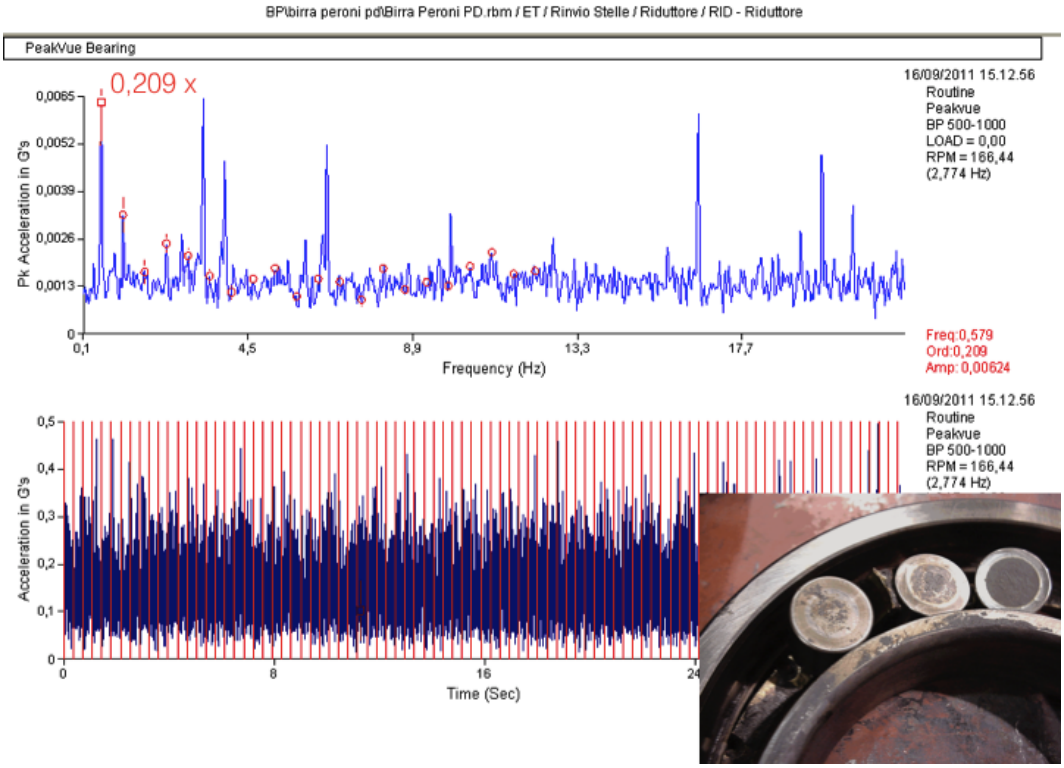
Figura 6.62

6.4.2 Difetti di cuscinetto sulle stelle di trasporto

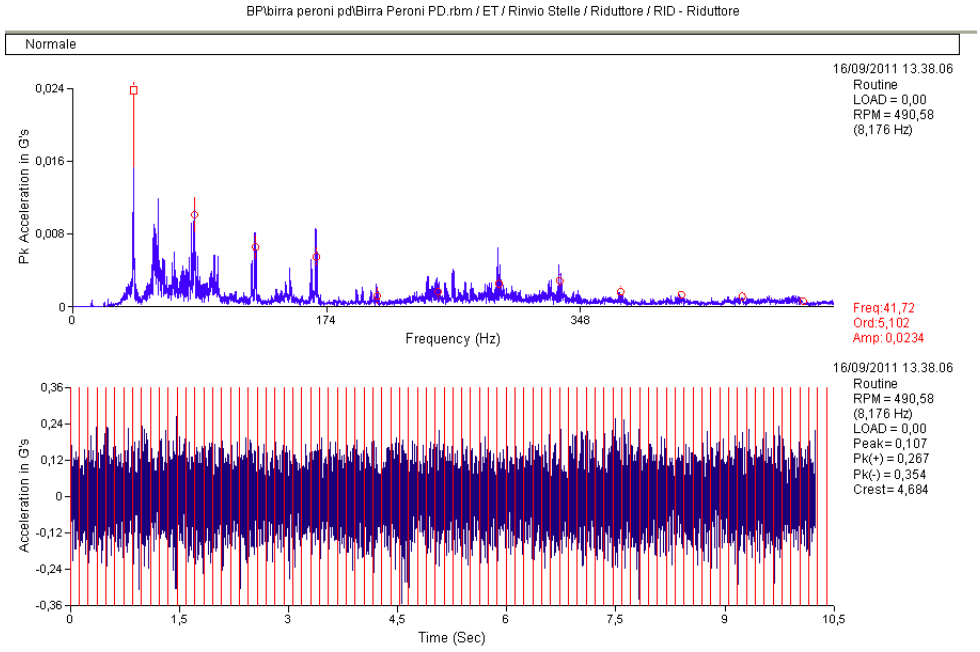
Tramite il 3°canale, installato sul riduttore in direzione assiale alle stelle di trasporto è stata individuata una frequenza di difetto di gabbia in una delle stelle di trasporto tramite uno dei DCS PeakVue. L'ampiezza spettrale associata a tale difetto è molto contenuta (Fig.6.63a), sia per la natura stessa del difetto di gabbia, molto complesso da individuare anche in macchine semplici in prossimità del cuscinetto stesso, sia per la notevole distanza del cuscinetto difettato dal punto di misura. L'armonica principale di difetto la vediamo comparire a 0,209 ordini anziché a 0,4 per il semplice fatto che il diagramma spettrale qui rappresentato è riferito alla velocità d'ingresso del riduttore, eguale appunto a metà della velocità di rivoluzione della stella con z=60. Si osservi come tale difetto è risultato visibile solamente tramite acquisizione PeakVue (cfr. Fig.6.63a, 6.63b).

In tale stella di trasmissione è intercorsa una successiva rottura causata dal cedimento del cuscinetto. In Figura 6.64 è visibile il trend delle acquisizioni spettrali nel tempo ed il confronto tra il segnale derivante dal cuscinetto in procinto di cedere, per fissurazione della gabbia, e lo stesso a valle della sostituzione del cuscinetto in un intervento di manutenzione straordinaria successiva alla rottura.

Nelle figure 6.65a e 6.65b vediamo comparire nello stesso diagramma spettrale le famiglie di armoniche associate rispettivamente ad un difetto agli elementi volventi ed alla gabbia di cuscinetto evidenziatesi alcune settimane dopo la sostituzione del cuscinetto sempre sulla stella con z=60. A seguito di tale avvertimento i manutentori hanno riscontrato sul campo la presenza di un danneggiamento nel condotto di lubrificazione che asservisce tale stella, da cui è derivato il degrado precoce del supporto.



(a) Difetto di Gabbia sulla Stella d'Ingresso



(b) Acquisizione Standard sul Riduttore

Figura 6.63

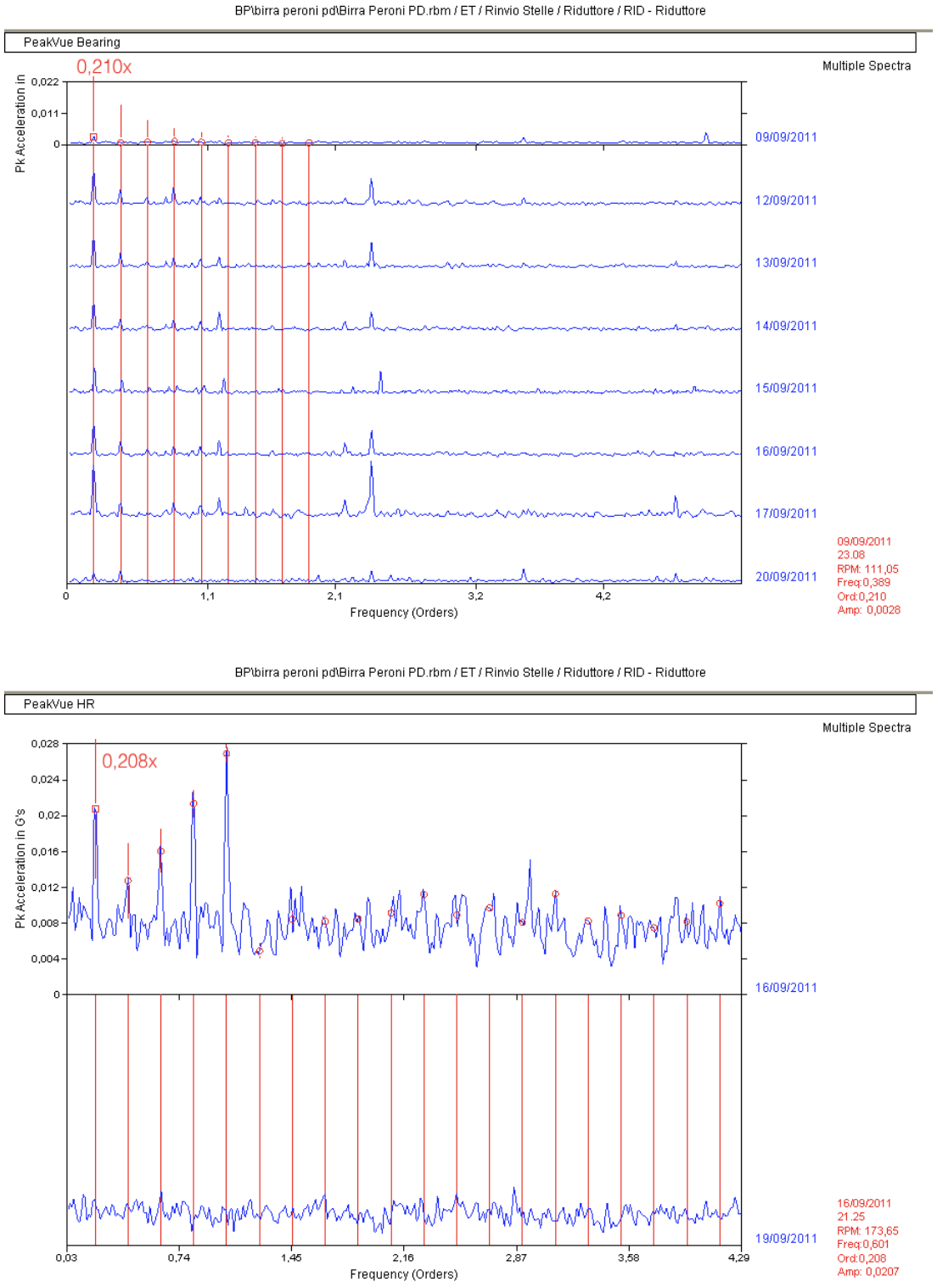
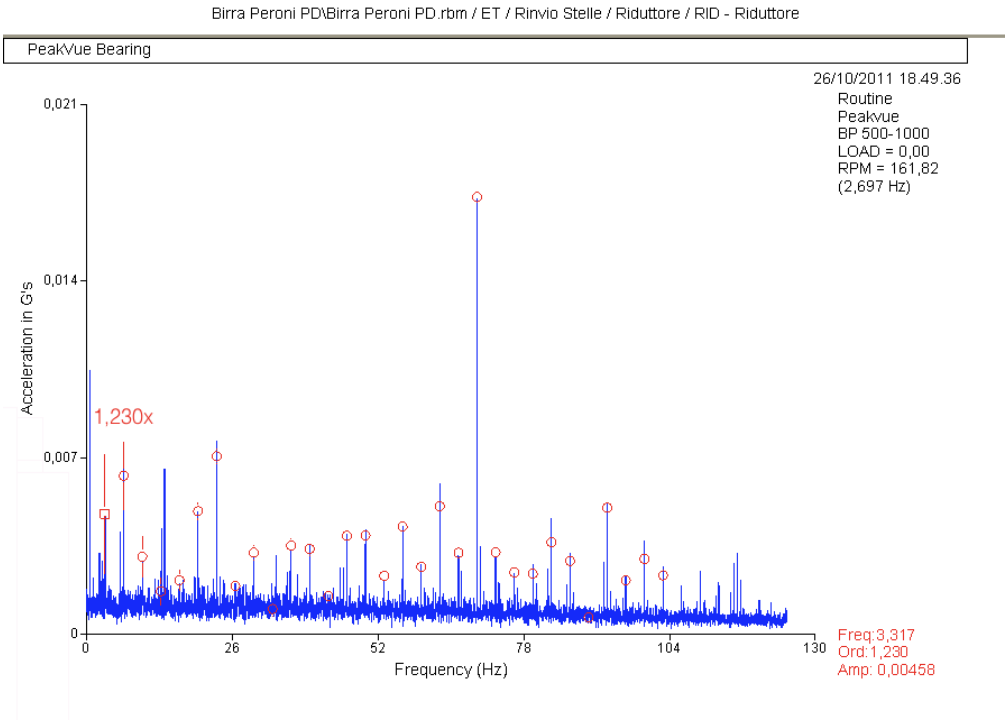
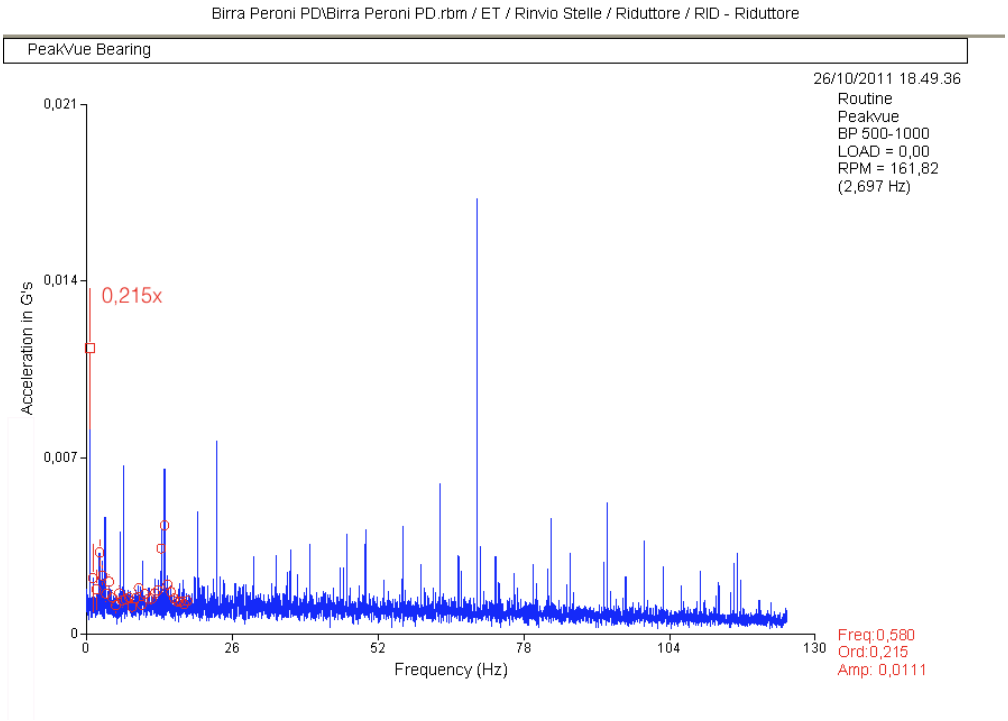


Figura 6.64: Trending del difetto nel tempo



(a) Difetto di Elemento Volvente



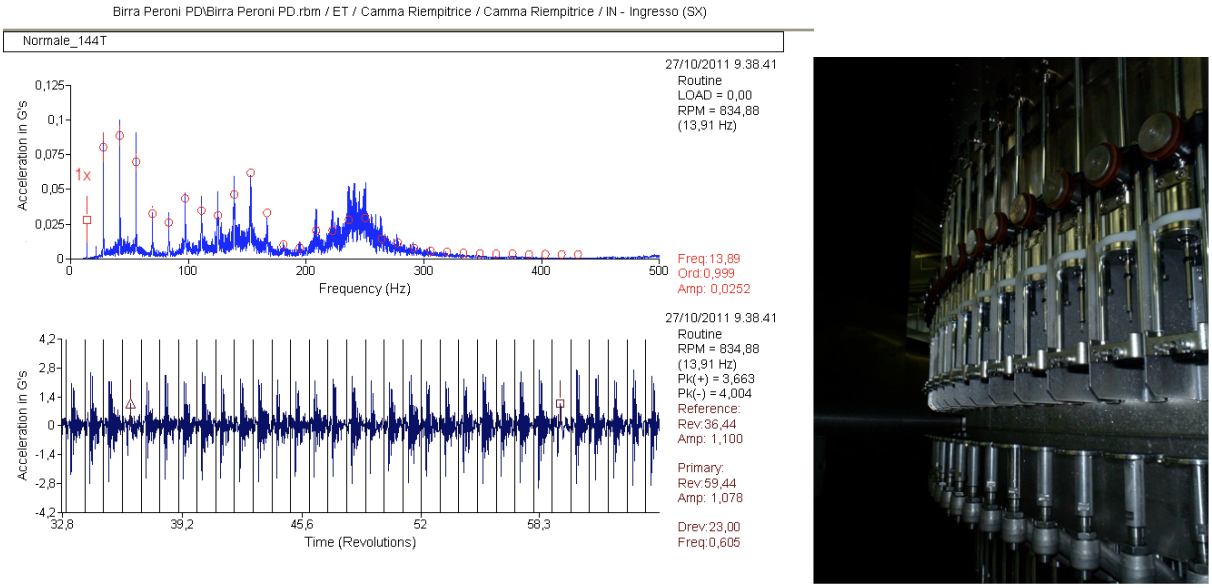
(b) Difetto di Gabbia

Figura 6.65: Difetto di cuscinetto sulla stella con z=60

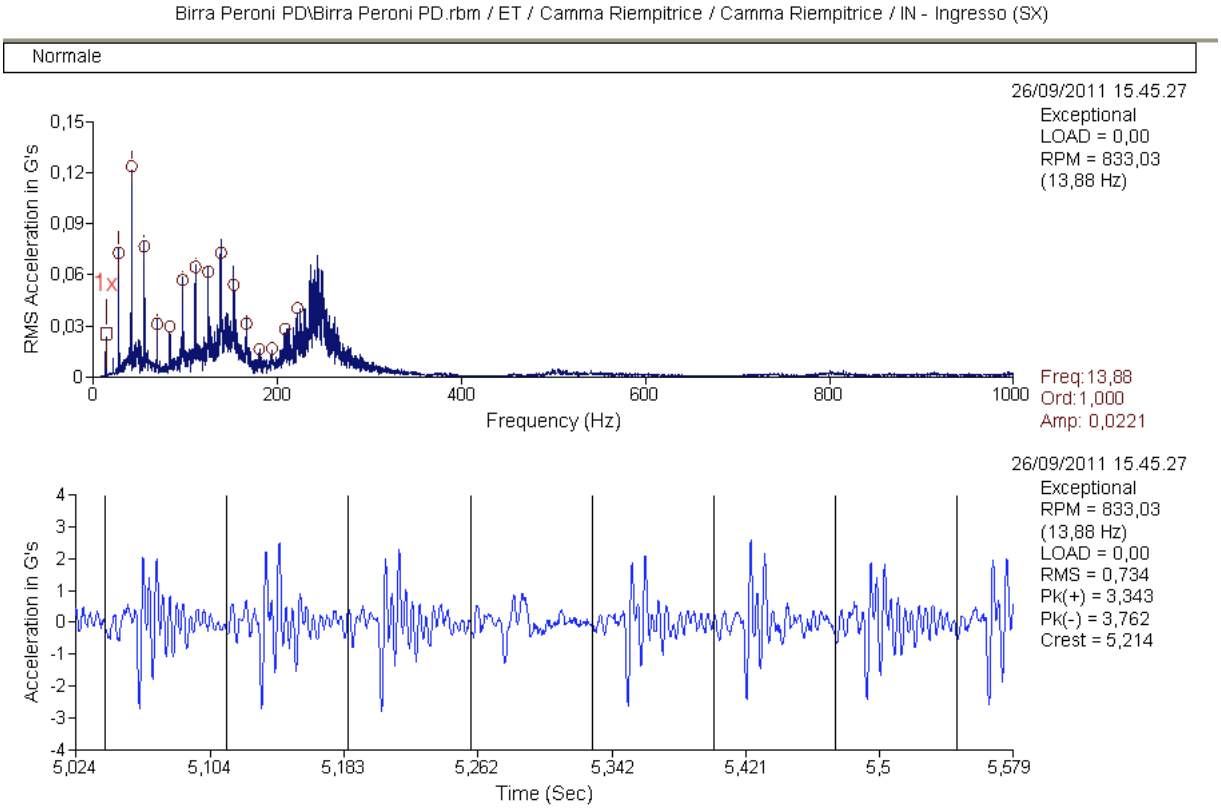
6.4.3 Anomalie nei martinetti alzabottiglia

In figura 6.66 possiamo osservare la presenza di armoniche multiple intere della velocità di bottiglia (ossia pari al clock di macchina e alla velocità di rotazione della coclea) nello spettro in frequenza, peraltro più che attendibili data la natura impulsiva con la quale alternativamente impattano i vari cuscinetti gommati dei martinetti sulla sagoma che ne impartisce la legge di moto. Tali punti di misura, installati in ingresso ed in uscita della sagoma, hanno permesso di monitorare uno dei problemi più sentiti dai manutentori Birra Peroni e con maggior difficoltà di detenzione: l'usura delle tenute dei martinetti alzabottiglia. Infatti con il presentarsi di usura nelle tenute pneumatiche il martinetto si presenterà alla sagoma con il cuscinetto in posizione errata, comportando di conseguenza un'anomalia d'impatto ed una incorretto sostentamento della bottiglia.

Per ovviare a tali anomalie finora si procedeva attraverso una intensiva campagna annuale di sostituzione preventiva delle tenute, con annessi costi di manodopera e di ricambistica. Ora, impostato un opportuno segnale di triggering prelevato dall'encoder di ralla, sarà facilmente individuabile oltre che all'anomalia anche l'esatto martinetto sul quale intervenire. A tale scopo è stato impostato un opportuno DCS con tempo di misura tale da contenere tutti i 144 impatti dei martinetti nella forma d'onda.



(a)



(b)

Figura 6.66: Anomalia d'Impatto Martinetti Alzabottiglia

6.4.4 Ralla riempitrice e GMF di martinetto

La Ralla Riempitrice è sicuramente uno degli organi che più d'ogni altro costituiva un forte interrogativo in fase preliminare, per quanto concerne i parametri di misura da impostare per poter disporre di spettri utili all'identificazione di anomalie di funzionamento, data la velocità di rotazione molto contenuta. Ciò nonostante anche per tale organo sono stati conseguiti risultati più che soddisfacenti. In figura 6.67 vediamo in un diagramma spettrale PeakVue, appositamente impostato al regime di rotazione della ralla, evidenziato il gioco strutturale presente nella giostra riempitrice. I livelli d'ampiezza sono comunque molto contenuti ma un trending temporale di tale famiglia d'armoniche consentirà di monitorare l'evoluzione dello stato della ralla centrale salvaguardando l'impianto da rotture catastrofiche.

Sempre dal segnale proveniente dall'accelerometro solidale alla struttura interna della ralla, in figura 6.68 vediamo rappresentati degli spettri (acquisiti tramite un altro DCS dello stesso canale) ove si palesa un'armonica centrale a 144 ordini, assimilabile ad una sorta di *Gear Mesh Frequency di Martinetto* circondata da sidebands alla velocità di rotazione della ralla. La GMF di martinetto è intrinsecamente legata al funzionamento del sistema di alzabottiglie che vengono azionate periodicamente dalla sagoma interna alla ralla e dunque di per se non costituisce un difetto. Differenti considerazioni dovranno essere adottate per quanto concerne le bande laterali. In presenza di un anomalia di martinetto questo impatterà in maniera dissimile ai restanti, comportando dunque una modulazione in ampiezza della forma d'onda temporale, ben visibile anche in figura 6.68. Ma come abbiamo visto più volte una modulazione in ampiezza nel dominio del tempo corrisponderà alla presenza di bande laterali nel dominio delle frequenze.

Tale caratteristica spettrale permette la definizione di opportune soglie d'allarme per l'avvertimento di anomalie nel sistema di martinetti alzabottiglia. L'identificazione dei martinetti responsabili di tali bande laterali dovrà poi essere condotta mediante l'osservazione della forma d'onda acquisita nei canali solidali alla sagoma, come visto nel paragrafo precedente. Il risultato ottenuto è certamente sopra le aspettative, data la concomitante lontananza del sensore dalla zona d'accadimento del fenomeno e di basse velocità di rotazione.

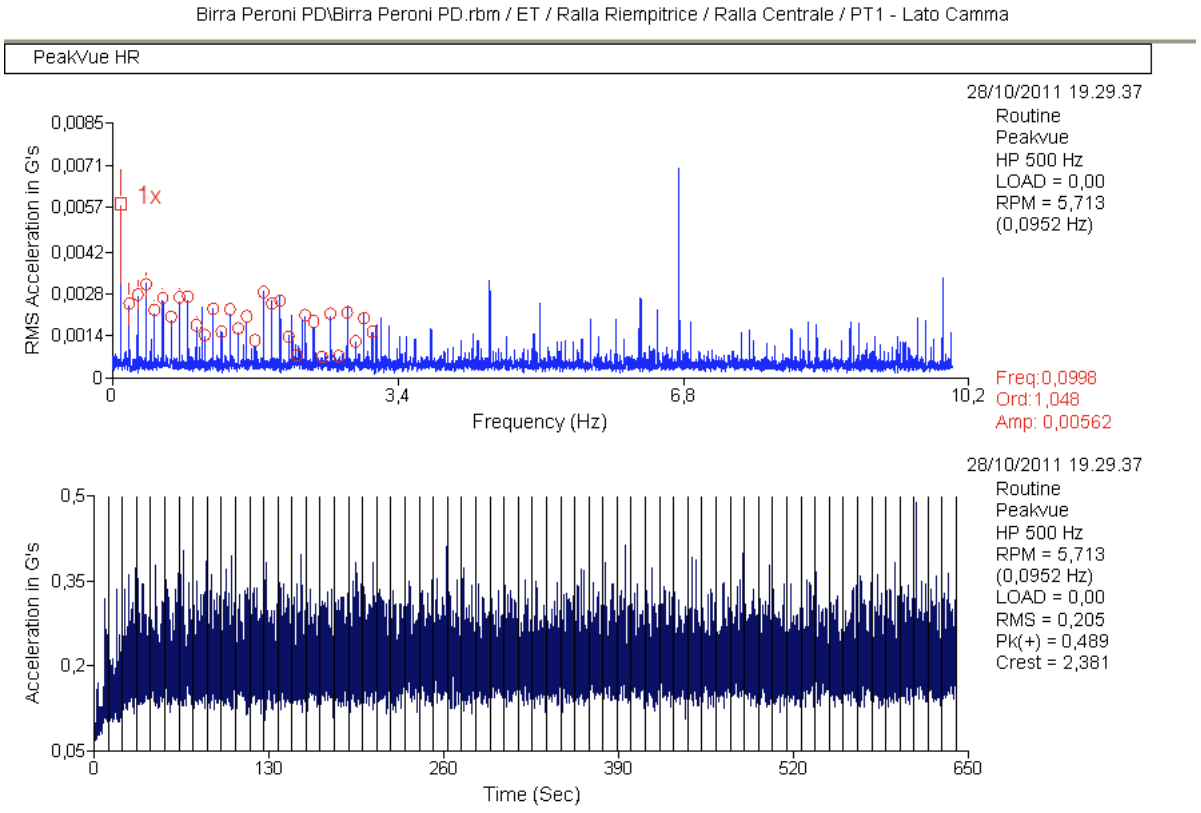


Figura 6.67: Gioco nella Ralla Riempitrice

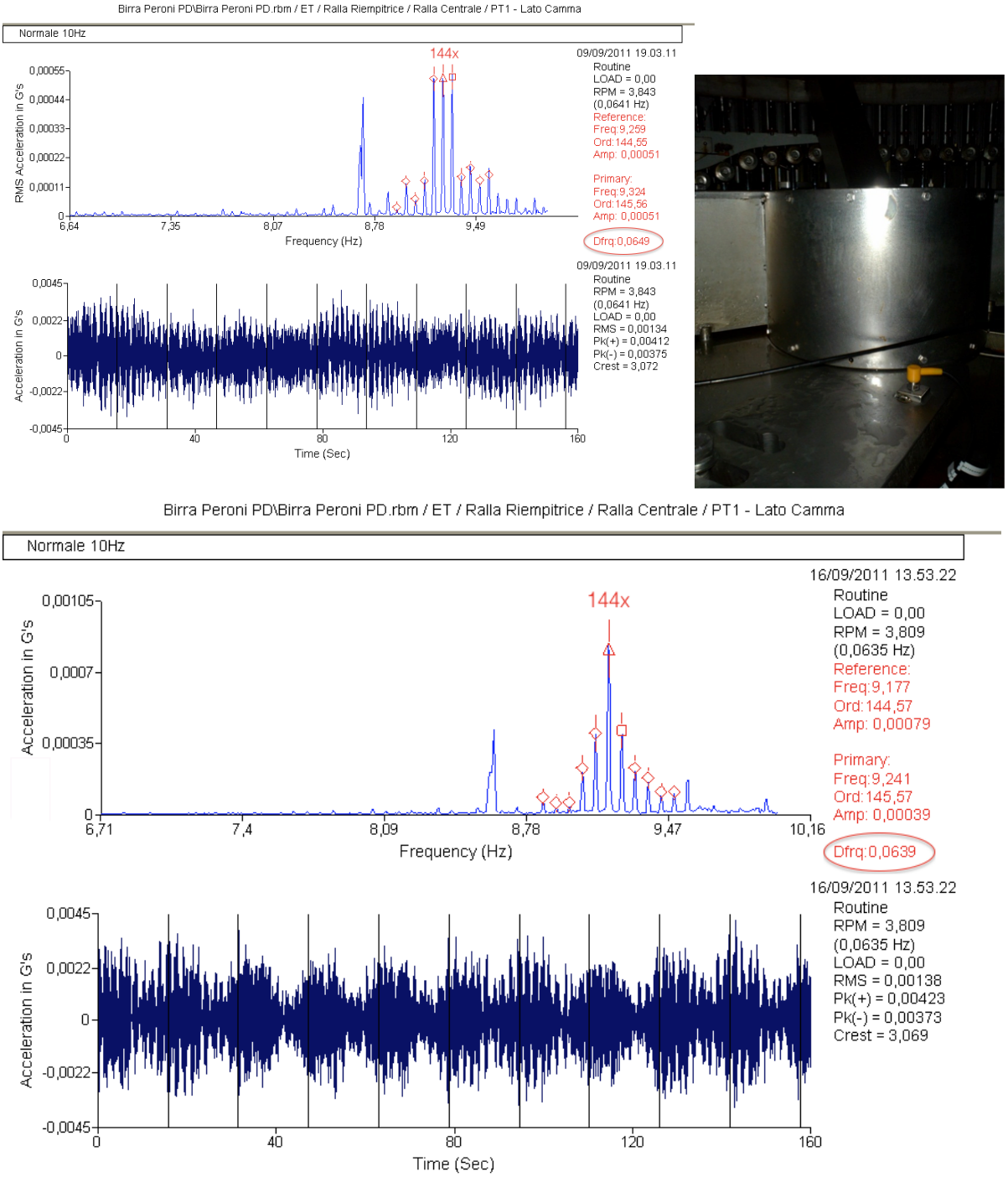


Figura 6.68: GMF di Martinetto evidenziata sulla Ralla Riempitrice

6.5 Definizione delle soglie d'allarme

A valle di tale periodo di testing, definizione delle fault frequencies ed ottimizzazione dei parametri di misura è stato possibile definire delle soglie d'allarme in bande frequenza. Nello specifico per ciascuna delle fault frequencies individuate per ciascun punto di misura è stato definita una banda d'allarme, con diverse soglie d'allerta, come visibile in figura 6.69. Inizialmente tali soglie sono state mantenute molto basse, in ottica cautelativa, e per ciascuna di esse è stata attivata l'acquisizione in automatico di forma d'onda e spettro, per ogni DCS di ogni punto di misura, una volta soddisfatto il predicato "if-then" specifico. Via via si andranno ad innalzare le soglie d'allarme, rimuovendo l'acquisizione automatica dei dati per gli stati di pre-allerta, mantenendola solamente per gli effettivi allarmi. Il client a remoto potrà interrogare il database presente nel server alla ricezione di un'allerta ed analizzare sia spettri e forme d'onda dello storico, sia richiedere una specifica acquisizione on-demand. Si osservi che è stato comunque mantenuto, in tale fase di definizione delle soglie, anche un parametro per il trend globale delle vibrazioni, definito secondo normativa ISO. L'utilità di un parametro globale definito sull'intero range di frequenze in tali applicazioni si conferma comunque ancora una volta molto limitata. Le bande in frequenza costruite attorno alle fault frequencies di ciascun componente sono monitorate in continuo (Fig.6.70), garantendo l'emissione di un allarme solo a fronte dell'insorgere di un accadimento di guasto ben definito.

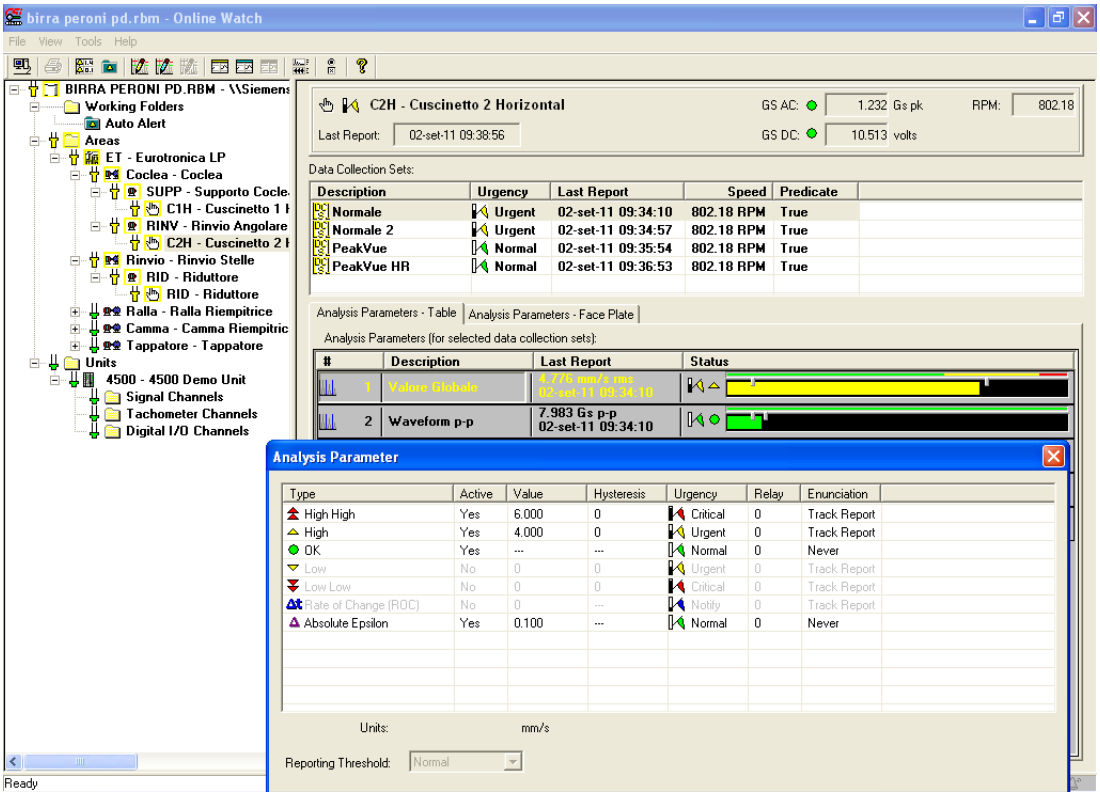


Figura 6.69: Definizione delle soglie d'allarme

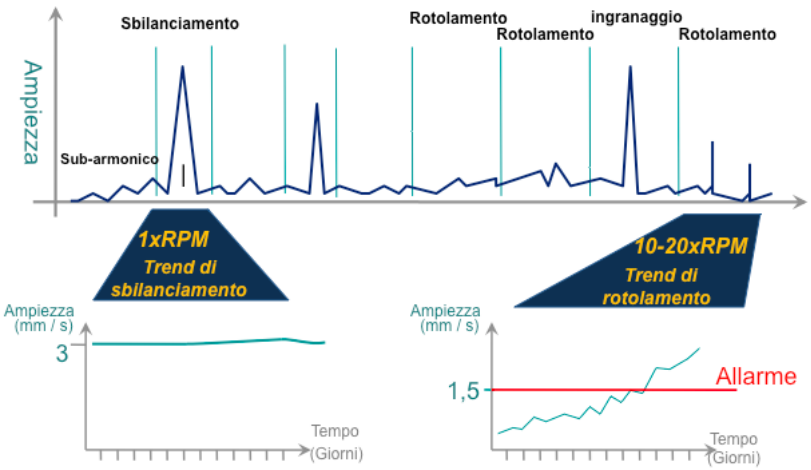


Figura 6.70: Trend in continuo delle bande in frequenza individuate

Capitolo 7

Conclusioni

Nel presente lavoro di tesi sono stati studiati e valutati in via preliminare diversi moduli HW e SW atti a monitorare in continuo macchine automatiche ad alta produttività nel settore alimentare. A valle di uno studio teorico e pratico sullo stato dell'arte dell'analisi vibrazionale spettrale, basato su know-how aziendale, pubblicazioni accademiche ed analisi sul campo, la configurazione HW/SW individuata è stata testata e validata su banco prova. Sono state studiate, simulate ed esemplificate le principali tipologie di guasto che caratterizzano le macchine rotanti, associando a ciascuna di esse una precisa caratteristica spettrale nel diagramma in frequenza. Nello specifico sono state riportate le caratteristiche spettrali evidenziabili attraverso un'analisi vibrazionale agli ordini atta all'individuazione di effetti di sbilanciamento, disallineamento, gioco meccanico, problemi di ingranaggio, difetti di cuscinetto, problemi di lubrificazione, problemi di motore elettrico, condizioni di cavitazione nelle pompe, difetti di cinghia nelle macchine rotanti standard. L'approccio è stato poi applicato ad un impianto pilota, su una macchina riempitrice presso lo stabilimento di Birra Peroni di Padova, ad elevata complessità, verificandone il funzionamento anche in remoto. La costruzione di opportune soglie d'allarme, impostate sulle frequenze caratteristiche di difetto della macchina ha consentito di monitorare in continuo l'impianto evidenziando con buona ripetibilità accadimenti di guasto anche di difficile individuazione, quali ad esempio i difetti di gabbia nei cuscinetti volventi.

L'approccio sviluppato ed elaborato con il presente lavoro di tesi ha condotto ai risultati attesi soddisfacendo tutti gli obiettivi elencati in fase preliminare. In particolar modo l'identificazione di difetti, anche di natura complessa, tramite l'analisi spettrale ha trovato

riscontro e validazione concreta nelle rilevazioni sul campo. L'analisi spettrale agli ordini è pertanto risultata adatta anche nello studio di impianti complessi quale quello preso in esame. Per la determinazione dei punti di misura il flusso logico di lavoro, che a partire dall'analisi dello storico manutentivo e l'impiego dell'analisi FMECA, ha permesso una funzionale definizione delle criticità impiantistiche ove operare tramite monitoraggio vibrazionale per abbattere i fermi non pianificati ed ottimizzare le campagne di manutenzione preventiva. L'efficacia dell'approccio diagnostico sviluppato è stata confermata oltre che dai dati raccolti, anche dai gestori dell'impianto pilota. La possibilità di definire allarmi specifici, su bande di frequenza definite per ciascun punto in corrispondenza delle frequenze di difetto caratteristiche, costituisce un forte valore aggiunto che consente effettivamente la reale predizione degli accadimenti di guasto maggiormente critici. Inoltre l'interrogazione e l'analisi a remoto in real time dell'impianto consente di abbattere i tempi e i costi legati alle ispezioni predittive standard.

Il progetto è stato presentato al convegno MCT Alimentare di Verona, condotto assieme al Responsabile Manutenzione di Birra Peroni Padova, ed ha condotto a feedback positivi da molte grandi industrie alimentari italiane e ad interessamenti anche in settori affini. Attualmente il prodotto sviluppato nell'ambito della presente tesi è in fase di valutazione in diverse realtà industriali nel settore alimentare, presso impianti di imbottigliamento ed impianti di tostatura del caffè, nel settore farmaceutico e nel packaging industriale.

Appendice A

Richiami di meccanica delle vibrazioni

La *Meccanica delle Vibrazioni* è la scienza che affronta i problemi connessi alla deformabilità elastica dei corpi e alle azioni inerziali in essi generati. Tra questi vengono trattati problemi di grande rilevanza tecnica industriale, fra gli altri l'isolamento delle vibrazioni, l'analisi modale, la diagnostica industriale. Una grande rilevanza tecnica hanno inoltre i problemi relativi alla dinamica dei rotori, quali il bilanciamento statico e dinamico, le velocità critiche flessionali, le oscillazioni torsionali ed i problemi di instabilità.

A.1 Principio di d'Alambert

Per illustrare il principio di d'Alambert[1], pietra miliare e colonna portante dello studio dinamico dei sistemi, è opportuno partire dall' equazione di Newton

$$m\mathbf{a} = \mathbf{F} \tag{A.1}$$

che può riscriversi nella forma

$$m\mathbf{a} - \mathbf{F} = 0 \tag{A.2}$$

Se si definisce con $\mathbf{F}_i$ il vettore delle azioni inerziali

$$\mathbf{F}_i = -m\mathbf{a} \tag{A.3}$$

[1] Parigi 16 Novembre 1717 - Ottobre 1783

la A.2 si trasforma nella forma

$$\mathbf{F} + \mathbf{F}_i = 0 \tag{A.4}$$

Il guadagno apparentemente ottenuto da tale semplice operazione algebrica introdotta da d'Alambert è irrisorio, ma ciò che rende geniale tale principio è l'interpretazione della A.1 quale equazione di equilibrio. Ossia tramite il principio di d'Alambert è possibile trattare problemi di Dinamica avvalendosi delle metodologie proprie della Statica.

A.2 Principio dei lavori virtuali

Il Principio dei Lavori Virtuali (PLV) enuncia che la condizione necessaria e sufficiente per l'equilibrio statico di un sistema meccanico, è che sia nullo il lavoro delle forze attive su di esso agenti a seguito di spostamenti virtuali dei loro punti di applicazione. Per spostamenti virtuali si intendono spostamenti infinitesimali e compatibili con i vincoli cui il sistema è soggetto.
In termini matematici, indicando con $\mathbf{F}_j\ (j = 1, 2, ..., N)$ tutte le forze esterne applicate e con $\delta\mathbf{r}_j\ (j = 1, 2, ..., N)$ i relativi spostamenti virtuali

$$\sum_{j=1}^{N} \mathbf{F}_j \cdot \delta\mathbf{r}_j = 0 \tag{A.5}$$

Grazie al principio di d'Alambert è possibile estendere il PLV anche a problemi dinamici, secondo l'espressione a seguire.

$$\sum_{j=1}^{N} (\mathbf{F}_j - m_j\mathbf{a}_j) \cdot \delta\mathbf{r}_j = 0 \tag{A.6}$$

A.3 Gradi di libertà

Il minimo numero di coordinate indipendenti richiesto per determinare univocamente la posizione di tutti gli elementi di un sistema ad ogni istante di tempo, definisce il numero di gradi di libertà del sistema (DoF-Degree of Freedoom). Indicato con *n* il numero di DoF di un generico sistema è sempre possibile definire un set di cosiddette coordinate

generalizzate, usualmente indicate con q_k $(k = 1, 2, ..., n)$, ossia di coordinate indipendenti in numero uguale a quello dei DoF del sistema.

A.4 Modelli fisici e matematici

Nello studio dinamico di un sistema può essere conveniente ricondursi allo studio dell'equilibrio di un particolare membro, la cui posizione caratterizzi facilmente la configurazione del sistema stesso. La sostituzione del sistema reale con uno semplice è lecita purché i due sistemi siano dinamicamente equivalenti. Tale equivalenza si ottiene ad esempio imponendo che i due sistemi diano origine ad eguali valori di energia cinetica a fronte di spostamenti corrispondenti. A tale scopo viene effettuata la riduzione delle forze (o dei momenti) e delle masse (o dei momenti d'inerzia) ad un punto (o ad un asse) del modello semplificato. Uno schema tipicamente utilizzato nello studio della dinamica oscillatoria di sistemi meccanici, anche complessi, riconducibili a modelli fisici ad 1 DoF è l'*oscillatore semplice smorzato*. In tale *modello fisico* vengono concentrati tutti i parametri inerziali, elastici e dissipativi viscosi in tre elementi fisici distinti e concentrati.

Se consideriamo un oscillatore semplice (fig.A.1) ed applichiamo l'equilibrio dinamico delle forze interne ed esterne presenti otteniamo la seguente equazione del moto:

$$m\ddot{x} = -kx - c\dot{x} + F_{ext}(t) \tag{A.7}$$

che permette di definire il *modello matematico* di riferimento per sistemi a 1 DoF

$$m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) = F_{ext}(t) \tag{A.8}$$

A.5 Moto armonico

Un segnale armonico è riconducibile ad una generica funzione sinusoidale. La comprensione di tale tipologia di segnali è di fondamentale importanza nello studio della dinamica vibrazionale di un sistema, essendo come vedremo, sempre possibile ricondursi alla composizione di più segnali armonici. In figura A.2 è rappresentato un meccanismo attraver-

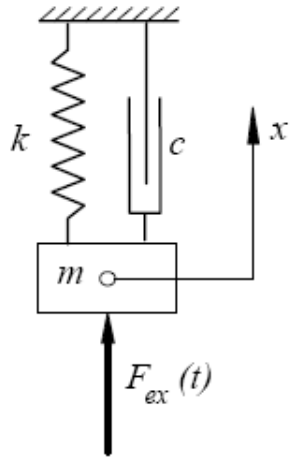


Figura A.1: Oscillatore semplice smorzato

so il quale è possibile impartire alla massa *m* del generico oscillatore semplice un moto armonico di frequenza pari alla velocità di rotazione del manovellismo *OP*.

$$x\,(t) = A \sin \omega t \tag{A.9}$$

Si ha inoltre:

$$\begin{aligned} \dot{x} &= \frac{dx}{dt} = \omega A \cos \omega t \\ \ddot{x} &= \frac{d^2x}{dt^2} = -\omega^2 A \sin \omega t = -\omega^2 x \end{aligned} \tag{A.10}$$

A.6 Rappresentazione vettoriale

E' possibile rappresentare un moto armonico anche attraverso un vettore $\overrightarrow{OP}$ di ampiezza A, rotante con velocità ω. In riferimento a figura A.3 le proiezioni di tale vettore lungo ascissa ed ordinata forniscono rispettivamente l'equazione del moto armonico e del segnale in quadratura di fase a tale sinusoide.

$$x = A \cos \omega t \qquad y = A \sin \omega t \tag{A.11}$$

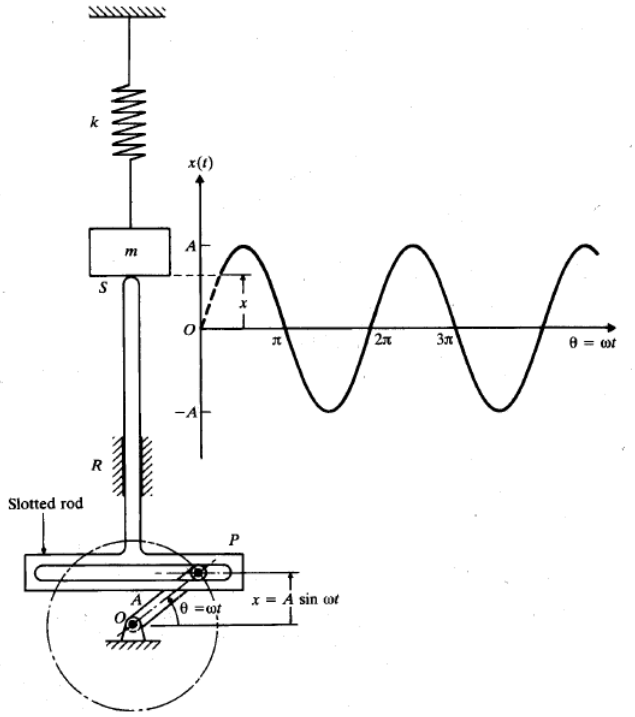


Figura A.2: Meccanismo per impartire moto armonico

A.6.1 Rappresentazione con numeri complessi

Risulta conveniente in molti casi adottare la rappresentazione a numeri complessi. Nello specifico, il generico vettore $\overrightarrow{X}$ viene rappresentato attraverso l'espressione

$$\overrightarrow{X} = a + ib \tag{A.12}$$

ove a e b sono rispettivamente la parte reale ed immaginaria.

Se si indica con A l'ampiezza del vettore $\overrightarrow{X}$ e con θ il suo argomento, introducendo inoltre le relazioni di Eulero, è possibile ricorrere alla rappresentazione

$$\overrightarrow{X} = A\cos\theta + iA\sin\theta = Ae^{i\theta} \tag{A.13}$$

con

$$A = \sqrt{a^2 + b^2}\ ; \quad \theta = \arctan\frac{b}{a} \tag{A.14}$$

Adottando quindi tale rappresentazione un vettore rotante è rappresentabile nel piano com-

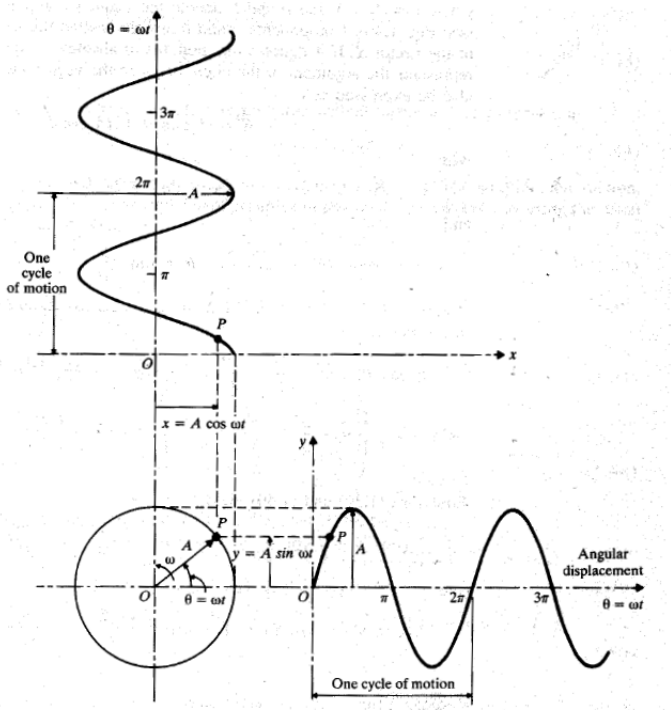


Figura A.3: Rappresentazione vettoriale di un moto armonico

plesso attraverso la

$$\overrightarrow{X} = Ae^{i\omega t} \tag{A.15}$$

dove ω è anche detta *pulsazione* e viene espressa in $[{}^{\mathrm{rad}}/_{\mathrm{s}}]$.

La sinusoide che descrive il moto armonico è la proiezione di tale vettore rotante sull'asse reale del piano complesso. In figura sono rappresentati tramite vettori rotanti isofrequenziali posizione, velocità ed accelerazione del generico segnale armonico. Si evidenzia come nel piano complesso la derivazione di un vettore si traduce nel moltiplicare lo stesso per $i\omega$, o anche nel moltiplicare il modulo del vettore per ω e ruotarlo di $+{}^{\pi}/_{2}$. Di conseguenza si avrà sempre la velocità in anticipo di fase di ${}^{\pi}/_{2}$ sullo spostamento e l'accelerazione in opposizione di fase rispetto allo stesso.

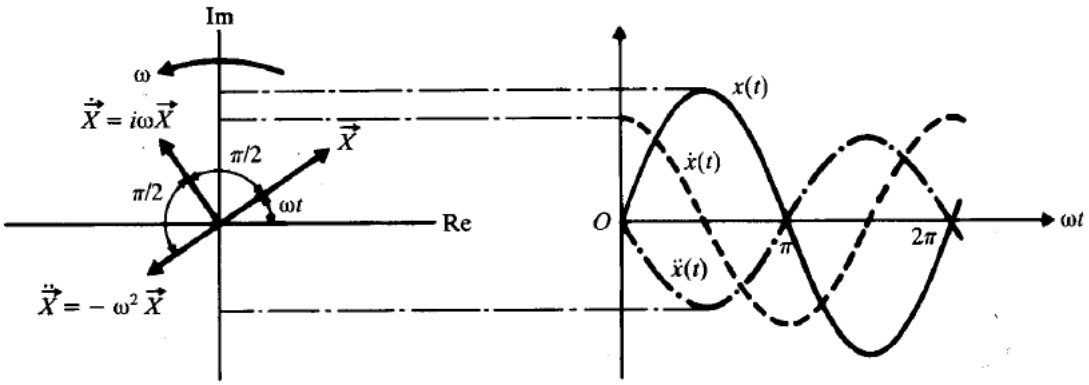


Figura A.4: Posizione, Velocità ed Accelerazione nel piano complesso di Gauss

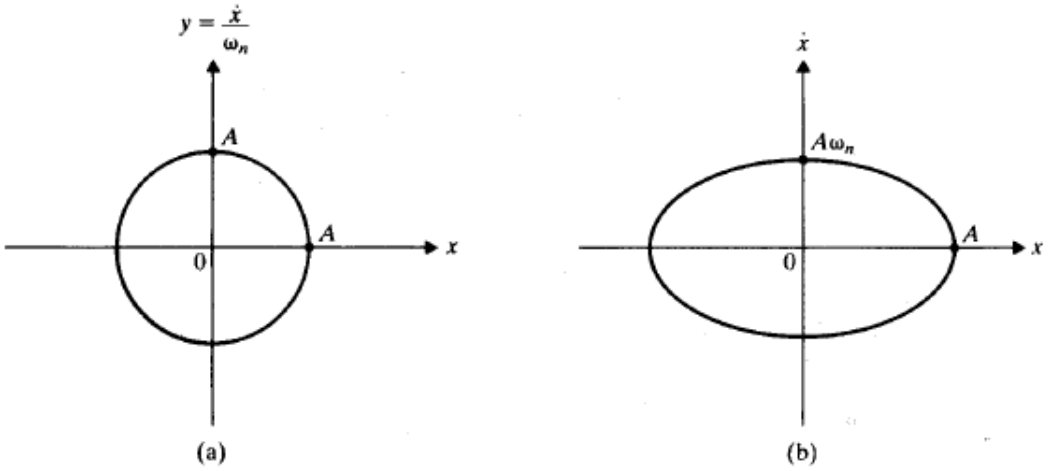


Figura A.5: Spazio degli stati

A.7 Spazio degli stati

La risposta di un sistema ad 1 DoF può essere anche rappresentata nel piano spostamento-velocità, noto anche come *spazio degli stati* o *piano delle fasi*.
Considerando la risposta del sistema nella forma:

$$\begin{aligned} x(t) &= A\cos(\omega_n t - \varphi) \\ \dot{x}(t) &= -\omega_n A\sin(\omega_n t - \varphi) \end{aligned} \tag{A.16}$$

è possibile riscrivere spostamento e velocità del sistema nella forma seguente

$$\begin{aligned} \frac{x(t)}{A} &= \cos(\omega_n t - \varphi) \\ -\frac{\dot{x}(t)}{\omega_n A} &= \sin(\omega_n t - \varphi) \end{aligned} \tag{A.17}$$

Elevando al quadrato e sommando entrambe le equazioni A.17 si ottiene

$$\frac{x^2}{A^2} + \frac{\dot{x}^2}{\omega_{n^2} A^2} = 1 \tag{A.18}$$

ossia l'equazione di un ellisse (fig.A.5(b)), i cui semiassi sono funzione della costante A da determinarsi in funzione delle condizioni iniziali.

A.8 Evoluzione libera

Definizione : ***"Un sistema è detto in* EVOLUZIONE LIBERA *nel caso in cui non siano presenti forzanti esterne tempovarianti applicate".***

La risposta libera di un sistema ad un grado di libertà (1 DoF : Degree of Freedom) è rappresentabile dunque, considerando i termini inerziale, dissipativo ed elastico parimenti eguali a zero (essendo $F_{ext}(t) = 0$), attraverso una equazione differenziale lineare omogenea del secondo ordine (eq.A.19).

$$\ddot{x} + 2\xi\omega_n\dot{x} + \omega_n^2 x = 0 \tag{A.19}$$

, dove:

$$\begin{aligned} \omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad &: \quad Pulsazione\, Naturale \\ \xi = \frac{c}{2\sqrt{km}} = \frac{c}{2m\omega_n} \quad &: \quad Fattore\, di\, Smorzamento \end{aligned} \tag{A.20}$$

Se assumiamo ora nullo il fattore di smorzamento ξ, otteniamo l'eq.A.21 che governa il moto libero di un oscillatore semplice non smorzato.

$$\ddot{x} + \omega_n^2 x = 0 \tag{A.21}$$

A.8.1 Sistema non smorzato ad 1 DoF

La soluzione generale dell'omogenea A.21 è una combinazione lineare delle sue due soluzioni particolari lineari indipendenti. Ci si aspetterà una soluzione particolare nella forma

$$x = e^{\lambda t} \tag{A.22}$$

Introducendo la soluzione A.22 nell'eq.A.21 si perviene all'equazione caratteristica

$$\lambda^2 + \omega_n^2 = 0 \tag{A.23}$$

Tale equazione caratteristica ha due radici

$$\lambda_1 = +i\omega_n \quad e \quad \lambda_2 = -i\omega_n \tag{A.24}$$

Quindi, in questo caso, le due soluzioni particolari indipendenti sono

$$x_1 = \sin(\omega_n t) \quad e \quad x_2 = \cos(\omega_n t)$$

La combinazione lineare di tali due soluzioni particolari conduce alla soluzione generale cercata e approssima la vibrazione libera dell'oscillatore semplice non smorzato

$$x = C_s \sin \omega_n t + C_c \cos \omega_n t \tag{A.25}$$

Le due costanti C_s e C_c si sceglieranno in modo da soddisfare le condizioni iniziali che hanno condotto all'evoluzione libera del sistema. Per ottenere una soluzione univoca è fondamentale specificare la posizione e la velocità iniziali del sistema considerato. Assumiamo dunque che all'istante iniziale $t = 0$ il sistema si trovasse alla posizione x_0 e fosse forzato a muoversi alla velocità iniziale v_0. Introducendo tali condizioni iniziali nell'eq. A.25 si ottengono due equazioni algebriche lineari con rispettivamente incognite le costanti C_s e C_c.

$$C_c = x_0 \ , \quad C_s = \frac{v_0}{\omega_n} \tag{A.26}$$

In accordo alla A.25 la soluzione particolare che rappresenta l'evoluzione libera del sistema è

$$x = \frac{v_0}{\omega_n} \sin \omega_n t + x_0 \cos \omega_n t = C \sin(\omega_n t + \alpha) \tag{A.27}$$

, ove

$$C = \sqrt{(x_0)^2 + \left(\frac{v_0}{\omega_n}\right)^2} \quad , \quad \alpha = \arctan\left(\frac{x_0}{\frac{v_0}{\omega_n}}\right)$$

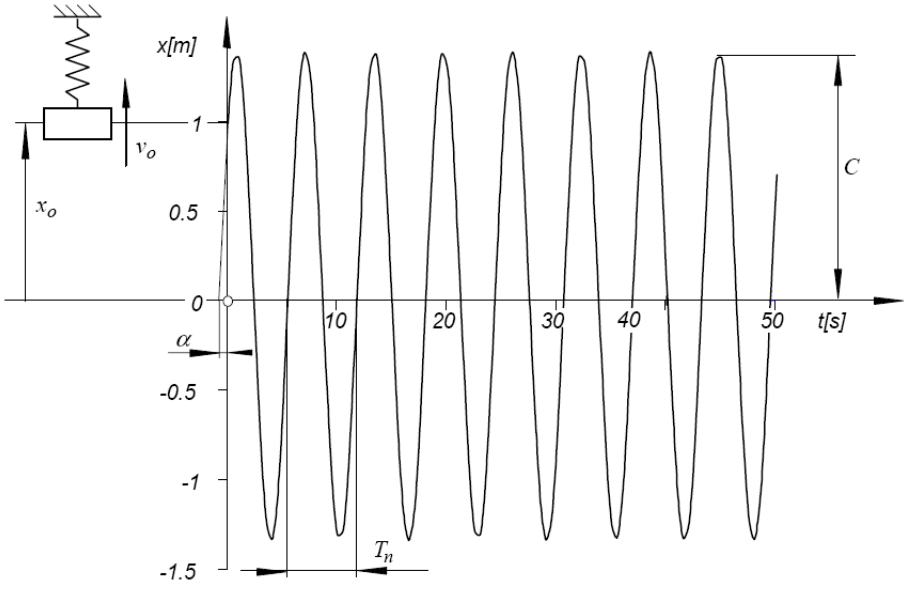


Figura A.6: Evoluzione libera di un sistema ad 1 DoF con $\omega_n = 1\ [1/s]$, $x_0 = 1\ [m/s]$, $v_0 = 1\ [mm/s]$ e $\varsigma = 0$

A.8.2 Sistema smorzato ad 1 DoF

Se il fattore di smorzamento è non nullo, l'equazione del moto del sistema in evoluzione libera rimane

$$\ddot{x} + 2\xi\omega_n\dot{x} + \omega_n^2 x = 0 \tag{A.28}$$

Introducendo l'eq.A.22 nella A.28 otteniamo l'equazione caratteristica

$$\lambda^2 + 2\xi\omega_n\lambda + \omega_n^2 = 0 \tag{A.29}$$

Le cui radici sono

$$\lambda_{1,2} = \frac{-2\xi\omega_n \pm \sqrt{(2\xi\omega_n)^2 - 4\omega_n^2}}{2} = -\xi\omega_n \pm \omega_n\sqrt{\xi^2 - 1} \tag{A.30}$$

La soluzione particolare dipenderà dal segno della radice e dunque dal valore del fattore di smorzamento ξ. Sono possibili, nello specifico, tre differenti casistiche.

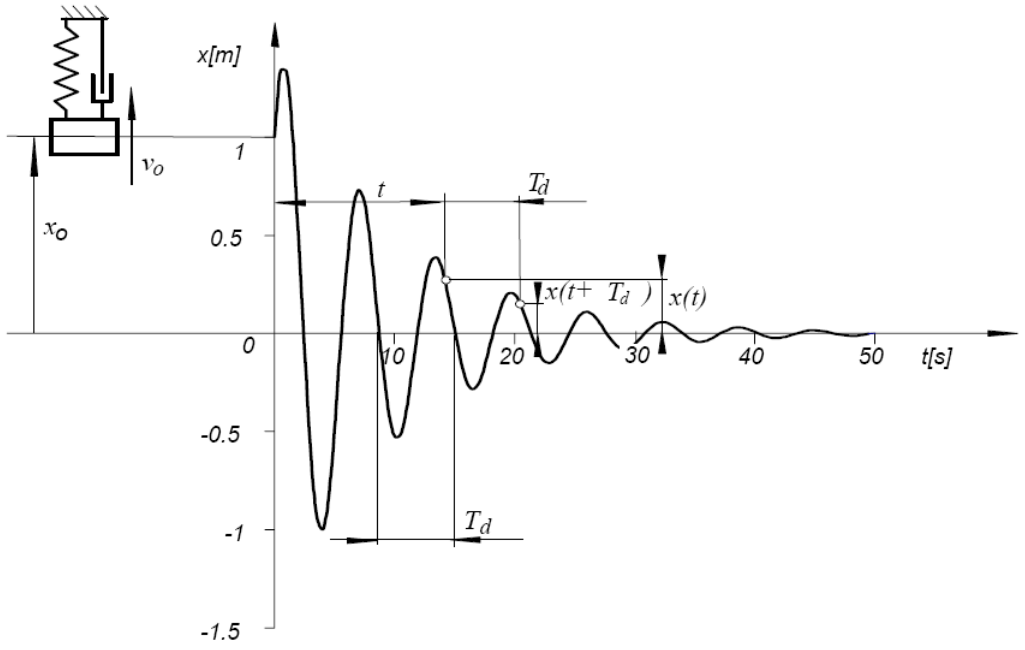


Figura A.7: Evoluzione libera di un sistema ad 1 DoF con $\omega_n = 1$ [1/s], $x_0 = 1$ [m/s], $v_0 = 1$ [mm/s] e $\varsigma = 0,1$

Caso 1 : Sistema sottosmorzato

Se il sistema ha $\xi < 1$ l'equazione caratteristica ha due radici complesse coniugate ed in tal caso ci si riferisce a vibrazioni sottosmorzate.

$$\lambda_{1,2} = -\xi\omega_n \pm i\omega_n\sqrt{1-\xi^2} = -\xi\omega_n \pm i\omega_d \tag{A.31}$$

Le soluzioni particolari sono dunque

$$x_1 = e^{-\xi\omega_n t}\sin\omega_d t \qquad x_2 = e^{-\xi\omega_n t}\cos\omega_d t \tag{A.32}$$

E la loro combinazione lineare conduce infine a

$$x = e^{-\xi\omega_n t}\left(C_s\sin\omega_d t + C_c\cos\omega_d t\right) \tag{A.33}$$

Ponendo le seguenti condizioni iniziali

$$\begin{aligned} x\,|_{t=0} &= x_0 \\ \dot{x}\,|_{t=0} &= v_0 \end{aligned} \tag{A.34}$$

Le due costanti assumono la forma

$$\begin{aligned} C_s &= v_0 + \xi\omega_n x_0 \\ C_c &= x_0 \end{aligned} \tag{A.35}$$

L'introduzione dell'eq.A.35 nella A.33 permette di ricondursi all'evoluzione libera del sistema

$$x = Ce^{-\xi\omega_n t}\sin\left(\omega_d t + \alpha\right) \tag{A.36}$$

, dove

$$C = \sqrt{\left(\frac{v_0 + \xi\omega_n x_0}{\omega_d}\right)^2 + \left(x_0\right)^2}\,; \quad \alpha = \arctan\left(\frac{x_0\omega_d}{v_0 + \xi\omega_n x_0}\right)\,; \quad \omega_d = \omega_n\sqrt{1-\xi^2} \tag{A.37}$$

Un sistema sottosmorzato si riconduce allo stato iniziale attraverso una dinamica vibratoria, caratterizzata da una sinusoide inviluppata da una esponenziale decrescente, come visibile in figura A.7

Definizione: Il logaritmo naturale del rapporto tra due picchi di spostamento $x\left(t\right)$ e $x\left(t+T_d\right)$ adiacenti è detto DECREMENTO LOGARITMICO DI SMORZAMENTO e viene indicato con δ.

E' facilmente dimostrabile come il decremento logaritmico sia costante. Si ricorre frequentemente a tale definizione per la determinazione sperimentale del fattore di smorzamento, secondo l'eq.A.38.

$$\xi = \frac{\delta}{\sqrt{4\pi^2 + \delta^2}} \tag{A.38}$$

Caso 2 : Sistema criticamente smorzato

Se $\xi = 1$, l'equazione caratteristica ha due radici reali ed eguali una all'altra

$$\lambda_{1,2} = -\xi\omega_n \tag{A.39}$$

Le soluzioni particolari sono

$$x_1 = e^{-\xi\omega_n t} \;\; e \;\; x_2 = te^{-\xi\omega_n t} \tag{A.40}$$

e la loro combinazione lineare è dunque

$$x = C_s e^{-\xi\omega_n t} + C_c te^{-\xi\omega_n t} \tag{A.41}$$

Per le seguenti condizioni iniziali

$$x \mid_{t=0} = x_0 \qquad x \mid_{t=0} = v_0 \tag{A.42}$$

le due costanti C_s e C_c sono

$$\begin{aligned} C_s &= x_0 \\ C_c &= v_0 + x_0\omega_n \end{aligned} \tag{A.43}$$

Introducendo le eq.A.43 nella A.41 si ottiene infine l'equazione del moto libero nella forma seguente

$$x = e^{-\xi\omega_n t}\left(x_0 + t\left(v_0 + x_0\omega_n\right)\right) \tag{A.44}$$

L'adozione di un fattore di smorzamento unitario, ossia la progettazione di sistemi criticamente smorzati, consente il più rapido ritorno possibile alla posizione d'equilibrio evitando il manifestarsi di una dinamica oscillatoria (come visibile in figura A.7).

Caso 3 : Sistema sovrasmorzato

Se $\xi > 1$ l'equazione caratteristica ha due radici reali ed in tal caso si parla di "vibrazioni" sovrasmorzate.

$$\lambda_{1,2} = \omega_n \left(-\xi \pm \sqrt{\xi^2 - 1} \right) \tag{A.45}$$

Le soluzioni particolari sono

$$x_1 = e^{-\omega_n \left(\xi + \sqrt{\xi^2 - 1} \right) t} \quad e \quad x_2 = e^{-\omega_n \left(\xi - \sqrt{\xi^2 - 1} \right) t} \tag{A.46}$$

e la loro combinazione lineare

$$x = e^{-\omega_n \xi t} \left(C_s e^{\omega_n \sqrt{\xi^2 - 1}} + C_c e^{-\omega_n \sqrt{\xi^2 - 1}} \right) \tag{A.47}$$

Per le seguenti condizioni iniziali

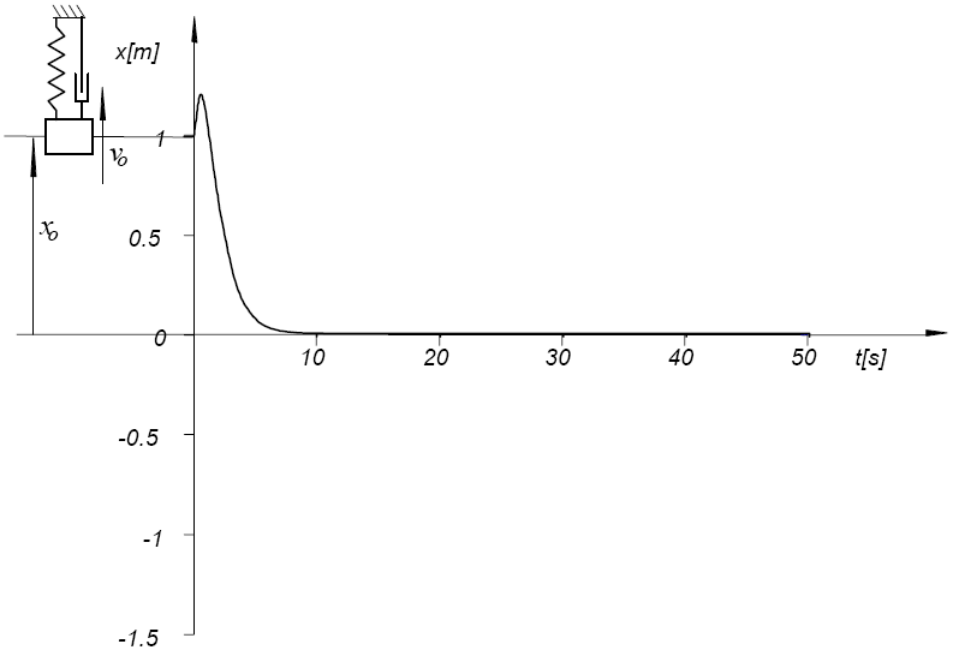
$$x \mid_{t=0} = x_0 \qquad x \mid_{t=0} = v_0 \tag{A.48}$$

le due costanti C_s e C_c valgono

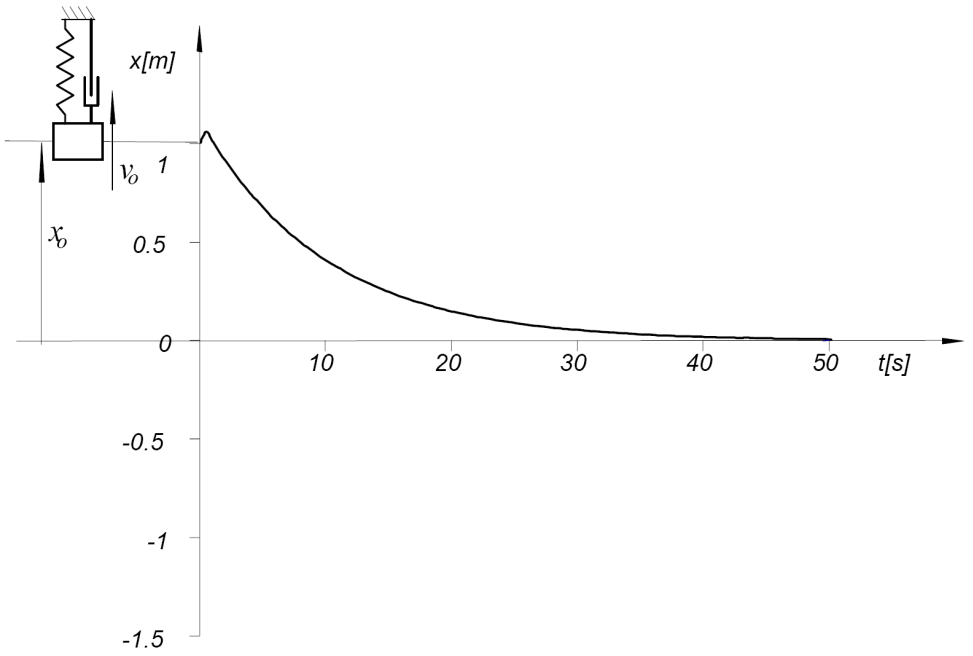
$$\begin{aligned} C_s &= \frac{\frac{v_0}{\omega_n} + x_0 \left(\xi + \sqrt{\xi^2 - 1} \right)}{2\sqrt{\xi^2 - 1}} \\ C_c &= \frac{-\frac{v_0}{\omega_n} + x_0 \left(-\xi + \sqrt{\xi^2 - 1} \right)}{2\sqrt{\xi^2 - 1}} \end{aligned} \tag{A.49}$$

Un sistema sovrasmorzato ritorna allo stato iniziale, a seguito di una perturbazione dallo stato di equilibrio, attraverso una dinamica non oscillatoria, più lenta.

In figura A.8 sono riportati e comparati gli andamenti del sistema oscillatore semplice smorzato e non, visti qui sopra.



(a) Evoluzione libera di un sistema ad 1 DoF con $\omega_n = 1\ [1/s]$, $x_0 = 1\ [m/s]$, $v_0 = 1\ [mm/s]$ e $\varsigma = 1$



(b) Evoluzione libera di un sistema ad 1 DoF con $\omega_n = 1\ [1/s]$, $x_0 = 1\ [m/s]$, $v_0 = 1\ [mm/s]$ e $\varsigma = 5$

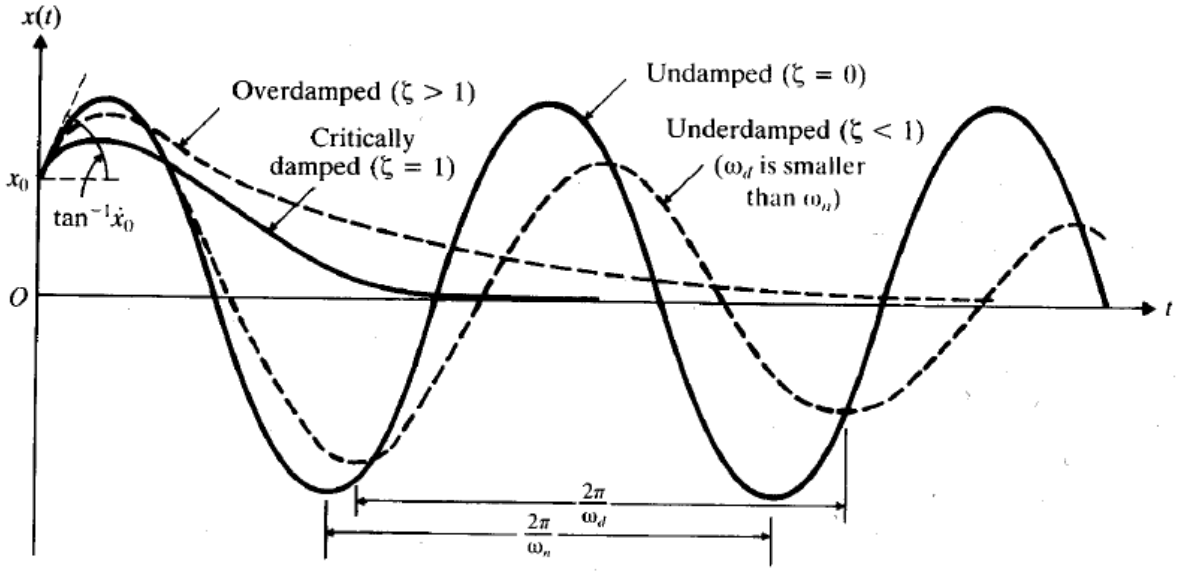


Figura A.8: Evoluzione libera di un sistema al variare di ς

A.8.3 Rappresentazioni alternative

E' possibile rappresentare le due radici λ_1, λ_2 dell'equazione caratteristica A.29, associate come abbiamo visto al valore assunto dal fattore di smorzamento ξ, sul piano complesso. La circonferenza di raggio ω_n rappresenta il luogo geometrico delle radici al variare di ξ (fig.A.9). Per $\xi = 0$ si hanno due radici complesse $\pm i\omega_n$. Per $0 < \xi < 1$ avremo due radici complesse coniugate poste simmetricamente lungo la semicirconferenza rispetto l'asse reale. Per $\xi = 1$ le due radici sono coincidenti, pari a $-\omega_n$. Infine, per $\xi > 1$ entrambe le radici saranno reali ed avremo che per $\xi \to \infty$ le due radici tenderanno rispettivamente a $-\infty$ ed a 0. Si osservi che sistemi a radici reali positive si trovano in condizioni di instabilità, ossia si ha un progressivo aumento di oscillazioni fino al possibile cedimento strutturale.
La STABILITÀ di un sistema è legata dunque agli autovalori (ossia alle radici del polinomio caratteristico):

1. Se hanno parte $\mathbb{R} < 0$ si parla di *Sistema Asintoticamente Stabile*, con attenuazione progressiva della risposta in ampiezza nel tempo;

2. Se $\mathbb{R} = 0$ si parla di *Sistema Stabile*, ossia che risposte con una risposta che si mantiene inalterata nel tempo (sistema non dissipativo);

3. Se infine $\mathbb{R} > 0$ si parla appunto di *Instabilità*, con crescita esponenziale della risposta in ampiezza nel tempo.

La risposta libera di un oscillatore semplice è rappresentabile anche nel piano delle fasi, come visibile in figura A.10. Tale rappresentazione evidenza la rapidità con la quale un sistema a smorzamento critico si riconduce allo stato d'equilibrio.

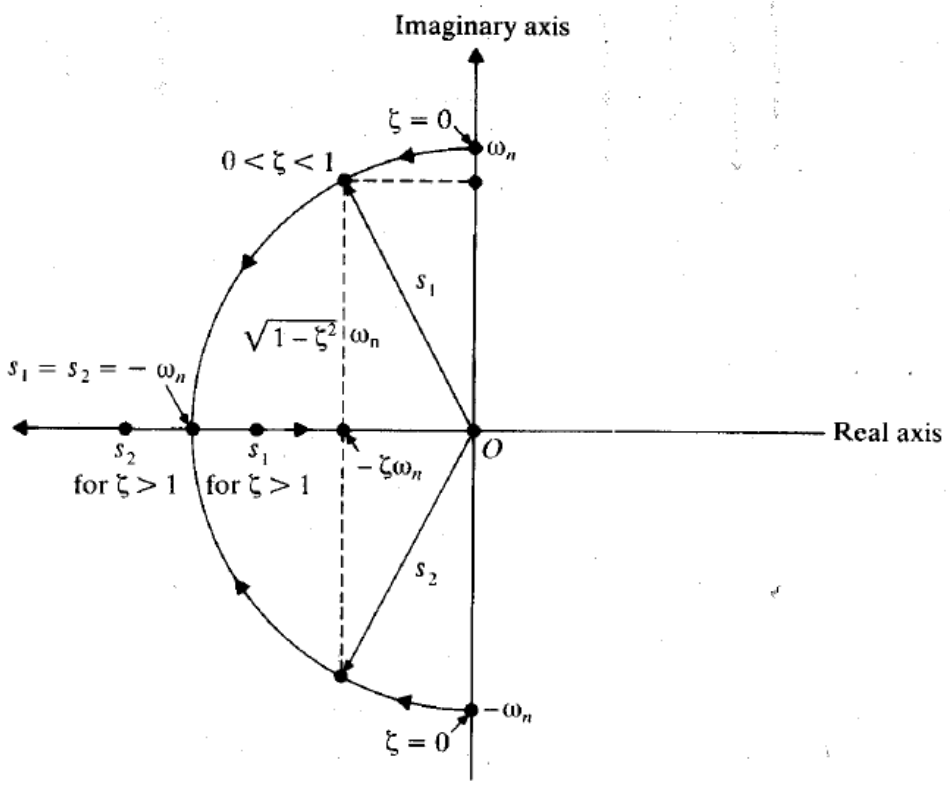


Figura A.9: Luogo delle radici dell'equazione caratteristica nel piano complesso

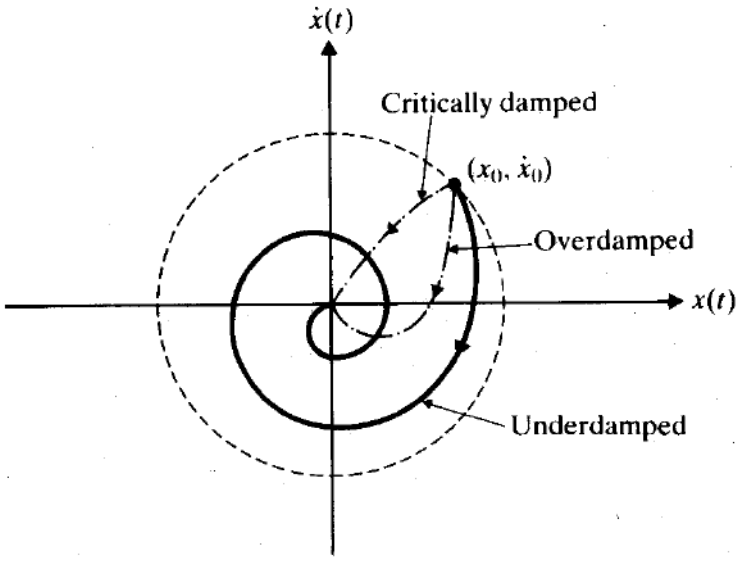


Figura A.10: Evoluzione libera nel piano delle fasi

A.9 FRF

Per conoscere la risposta di un sistema ad un generico ingresso, lavorando in frequenza anziché in tempo, si devono ottenere le trasformate di Fourier dell'ingresso e della risposta impulsiva[2] (se esistono), moltiplicarle tra loro e quindi antitrasformare nel dominio del tempo.

$$x(t) \Leftrightarrow X(i\omega) = Trasformata\, Risposta\, Impulsiva \times Trasformata\, Ingresso$$

Ossia applico il TEOREMA DI CONVOLUZIONE, che asserisce appunto che ad una convoluzione[3] nel dominio del tempo corrisponde una moltiplicazione nel dominio della frequenza.

$$x(t) = \int_{-\infty}^{+\infty} h(t-\tau)F(\tau)\,d\tau \tag{A.50}$$

$$X(i\omega) = H(i\omega) \cdot F(i\omega) \tag{A.51}$$

E' inoltre facilmente dimostrabile come la trasformata della risposta impulsiva equivalga alla FRF del sistema.

$$H(i\omega) = \frac{Xe^{i\varphi}}{F_0} \tag{A.52}$$

Lavorando dunque nel dominio delle frequenze lo strumento che dobbiamo impiegare per studiare ingresso ed uscita generici del nostro sistema è lo stesso che impieghiamo per trattare segnali armonici: grazie a $H(i\omega)$ è possibile trattare come armonico qualsiasi segnale.

[2]La risposta dell'oscillatore semplice all'impulso unitario ($h(t)$) corrisponde alla risposta libera a spostamento iniziale nullo e a velocità iniziale pari all'inverso della massa.

$$h(t) = \frac{1}{M\omega_d} e^{-\xi\omega_n t} \sin \omega_d t$$

[3]L'integrale di Convoluzione (eq.A.50) lega ingresso ed uscita di un qualsiasi sistema lineare. In tale equazione definiamo con $F(\tau)$ la forzante generica che agisce a partire dall'istante $\tau = 0$ e con $h(t-\tau)$ la risposta ad impulso unitario verificatosi all'istante $t = \tau$. Tramite tale integrale è possibile trattare un generico ingresso approssimandolo con una sequenza infinitesimale di impulsi. La risposta all'istante t è data dalla storia dell'ingresso infinitesimale precedente l'istante t pesata dalla risposta impulsiva $h(t)$.

Quindi, per la misura sperimentale della risposta in frequenza di un sistema è possibile procedere con due differenti tipi di eccitazione in ingresso:

1. SHAKER ELETTRODINAMICO : analisi con *Forzanti Armoniche* "spazzolando" tutte le frequenze e diagrammando ampiezza e sfasamento per punti.

2. MARTELLO STRUMENTATO : consente di conferire al sistema un *ingresso Impulsivo Limitato Trasformabile*. Rilevo l'uscita, trasformo in/out e li rapporto ottenendo così direttamente la risposta in frequenza del sistema.

In teoria, tramite impact test, con un impulso ottengo tutto il contributo in frequenza; nella pratica si dovrà eccitare il sistema in modo da avere adeguate ampiezze di segnale alle varie frequenze : struttura grande = martello strumentato grande. Inoltre fondamentale è la scelta del percussore del martello strumentato: un percussore in gomma morbida consentirà di eccitare maggiormente le basse frequenze mentre l'impiego di una gomma più rigida conferirà un segnale più impulsivo che permetterà di eccitare maggiormente le alte frequenze ($T \downarrow \Longrightarrow \omega \uparrow$).

A.10 Risonanza e massimo trasferimento d'energia

Per trarre qualsivoglia considerazione energetica su sistemi meccanici riconducibile ad un oscillatore semplice è fondamentale ricavarci il LAVORO MECCANICO introdotto da generica una forzante armonica $F(t)$ che agisce su un punto del nostro sistema che si muove con moto armonico con la medesima pulsazione (ipotesi di isofrequenzialità).
Il Lavoro introdotto da tale forzante in un ciclo, quindi in un periodo $T = {}^{2\pi}/_{\omega}$, vale:

$$\begin{aligned} L &= \oint F(t)\, dx \\ &= \int_0^T F(t)\, \dot{x}(t)\, dt \quad , \quad \dot{x} = \frac{dx}{dt} \end{aligned} \tag{A.53}$$

Indicando la forzante armonica con

$$F(t) = F_0 \cos \omega t$$

e lo spostamento del sistema in risposta a tale eccitazione con

$$x(t) = x_0 \cos(\omega t + \varphi)$$

otteniamo

$$\begin{aligned}
L &= \int_0^T F_0 \cos\omega t \left[x_0 \cos(\omega t + \varphi)\right] dt \\
&= -F_0 x_0 \omega \int_0^T \cos\omega t \cdot \sin(\omega t + \varphi)\, dt \\
&= -F_0 x_0 \omega \int_0^T \cos\omega t \left[\sin\omega t \cdot \cos\varphi + \cos\omega t \cdot \sin\varphi\right] dt \\
&= -F_0 x_0 \omega \left[\int_0^T \cos\omega t \sin\omega t \cos\varphi dt + \int_0^T \cos^2\omega t \sin\varphi dt\right] \\
&= -F_0 x_0 \omega \cdot \frac{1}{\omega} \sin\varphi\pi
\end{aligned}$$

$$L = -\pi F_0 x_0 \sin\varphi \tag{A.54}$$

Il massimo lavoro meccanico trasferito al sistema si ottiene quindi quando lo spostamento è il ritardo di fase rispetto alla forzante di $\varphi = -\pi/2$, ossia quando ci si trova in condizioni di *"Risonanza"* ($\omega = \omega_n$), Fig.3.20.

$$L(\varphi = -\pi/2) = L_{max} = \pi F_0 x_0 \tag{A.55}$$

Se ora applichiamo la definizione A.54 anche alla forza viscosa $F_v(t) = -c\dot{x} = [cx_0\omega]\sin(\omega t + \varphi)$, legata allo smorzamento intrinseco del nostro sistema, considerando in tal caso che la fase tra ingresso $F_v(t)$ ed uscita $x(t)$ è identicamente eguale a $-\pi/2$ (essendo la velocità sempre in anticipo di quadratura di fase allo spostamento) otteniamo

$$\begin{aligned} L_d &= -\pi(c\omega x_0)\cdot x_0 \sin\frac{\pi}{2} \\ &= -\pi c\omega x_0^2 \end{aligned} \tag{A.56}$$

Si osservi che mentre il lavoro introdotto in un ciclo dalla forzante sarà sempre $L > 0$, essendo ovviamente $-\pi < \varphi < 0$, lo smorzatore interviene sempre dissipando energia $L_d < 0$.

Essendo l'elemento viscoso l'unico attore dissipativo che interviene nei trasferimenti energetici che avvengono nel sistema in un ciclo di oscillazione, in tale periodo T per garantire l'equilibrio energetico dovrà essere rispettata la seguente

$$L + L_d = 0 \tag{A.57}$$

Ponendosi in condizione di massimo trasferimento energetico, ossia in condizioni di risonanza, da tale equazione è facilmente ricavabile l'ampiezza d'oscillazione $x_0$che assicura equilibrio tra lavoro meccanico entrante ed energia dissipata dal fenomeno smorzante del sistema.

$$L + L_d = 0 \quad \Longrightarrow \quad x_0 = \frac{F_0}{c\omega_n} \tag{A.58}$$

Tale ampiezza d'oscillazione è tale da garantire l'equilibrio energetico del sistema. Nel caso in cui la struttura interessata da tale fenomeno non tolleri tale valore d'ampiezza incorreremo negli effetti devastanti collegati al fenomeno di risonanza ed illustrati precedentemente.

Dunque è fondamentale comprendere che il fenomeno di risonanza non è tanto legato ad elevate ampiezze della forzante in ingresso quanto piuttosto alla sua frequenza. Se la forzante armonica intercetta una frequenza naturale della struttura otterremmo per l'appunto un forte incremento dell'ampiezza d'oscillazione del sistema con contemporanea massimizzazione dell'energia meccanica introdotta nel sistema. Per evitare di incorrere in tale fenomeno è di poco aiuto andare ad agire incrementando il fattore di smorzamento del sistema, che consentirebbe unicamente di attenuarne gli effetti; la soluzione è unicamente quella di variare la frequenza naturale del sistema agendo sulla sua elasticità o sulla sua inerzia. In molti sistemi, quale ad esempio il settore automotive, è consigliabile lavorare

nel range di frequenza a destra della risonanza del sistema (fig.3.20) dimensionando correttamente rigidezza k e massa m, attraversando tale punto solamente in avviamento quando l'ampiezza della forzante in ingresso è tollerabile. La scelta del fattore di smorzamento c dovrà essere tale da consentire l'attenuazione del picco di risonanza durante il transitorio di avviamento, evitando però di penalizzare eccessivamente il sistema in termini di trasmissibilità a regime (Fig.3.6).

Appendice B

Documentazione HW G-Talk



CSI 4500M Machinery Health Monitor Processor Card Specifications PN B4532MB

G2 General	
Memory Capacity 3	2 Mb SDRAM, 8 Mb Flash
Network Communications	10/100 BaseT Ethernet NIC
HUB	May be used for daisy chain type network architecture
Local Communications	HUB for laptop or local display, and serial port
Local Display	Includes overall vibration readout and internal chassis temperature
Onboard Test Generator	All sensor channels, tachometer channels, AC, DC amplitude and phase
CSI 4500 Rack Health Relay	One relay will change states based loss of power or rack reboot
G2 Trip Advisory Monitor	
Sensor Channel Scan: Overall Vibration Scan	16 ch rms per 500 msec Peak to Peak with Transient Option
DC Scan Rate	Simultaneously scanned with overall vibration scan (includes DC Gap, temperature, and accelerometer bias)
Overall Level and DC Accuracy	<1% software corrected
Overall Level and DC Resolution	16 bits
Data Acquisition Event Bases	Relay input (polled or interrupt driven), RPM, DC, AC or software controlled
G2 Production State Monitor	
Data Collection	Event based, adaptive
Data Collection Interval	Event based and/or time based
Data Storage Interval	Exception based and/or time based
ADC Resolution	24 bit, 2 channel simultaneous
Dynamic Range	>100 dB, all ranges
Spectral Resolution	100 to 6400 lines
Analysis Bandwidth Fmax	10 Hz to 40 kHz, discrete steps
Spectral Scan Rate	1 second per two channels, 400 lines, 400 Hz, 1 avg. (depends on analysis configuration)
Amplitude Accuracy	<1% software corrected
Frequency Accuracy	0.01%, crystal based
THD	<-90 dB, all ranges
Phase Accuracy	2%
Analysis and Trend Types	Total Energy, Energy in a range, non-sync energy in a range, sync energy in a range, sync peak, sync phase, true peak, HFD, waveform peak to peak, RPM, gap, orbit, configurable with user defined parameter names
Analysis Setup	Multiple analysis types per machine and per sensor
Averaging	Normal, PeakVue, Order Tracking, Synchronous Time Averaging
Units	English, Metric, Hz, CPM, Order
Scaling	Linear, log, dB
Windows	Hanning, uniform



The G2 second generation processor provides:

- The G2 includes a Trip Advisory Monitor and a Productin State Monitor
- An optional third processor, the GT2, is available for real-time, simultaneous, transient data recording and transient live display and analysis
- Dual processors; one dedicated for protection and one dedicated for prediction
- 5 times faster processing gets you results faster
- 7 times the dynamic range increases ability to detect anomalies earlier
- Twice as much built-in memory increases network and server fault tolerance

CSI 4500M Machinery Health Monitor Sensor Input Card Specifications PN B4532MX



B4532MX Specifications	
Sensor Input Types	Dynamic displacement probe, accelerometer, velocity probe, AC input custom definable (Flux, dynamic pressure sensor, dynamic basis weight input, etc.), DC input custom definable (temperature or other process input), 4-20 mA signal. The CSI 4500T has true peak to peak input.
Number of Sensor Inputs	16 inputs per card, 2 cards per rack, multiple racks linked by Ethernet
Analysis Bandwidth	DC to 40 kHz and DC to 2Khz with Transient Option
AC Coupling Corner Frequency	<0.5 Hz
AC Channel Accuracy	<1% software corrected
Analog Integration	1 per channel (acceleration to velocity or velocity to displacement)
Analog Integrator Accuracy	<2% (frequency and amplitude), software corrected
Input Ranges	±0.5 v, ±1.0 v, ±5 v, ±10 v, AC or DC rms, ±24 vdc, ±24 vdc common mode auto-ranging or software selectable
Powered Sensor Types	Accelerometer and velocity probes by each sensor channel, and displacement probes by built-in aux. power supply on power supply card
Sensor Power	>4 mA constant current with 22 v compliance per channel
Powered ch Input Impedance	500 KW (single ended)
Non Powered ch Input Impedance	1 MΩ (differential)
Non Powered Sensor Types	Displacement, AC or DC process
RMS to DC Converter	1 per channel, 1 Hz to 40 kHz
Mux Card Analog Outputs	ChX, ChY, RMS, DC/Process (Peak to Peak with Transient Option

CSI 4500M Machinery Health Monitor Power Supply Card Specifications PN A4532AC



B4532AC Specifications	
Input Power	120 – 240 VAC 50/60 Hz
System Power Dissipation	< 25 watts for 32 signals, 16 tachometers, 16 relays < 55 watts with optional fan tray and aux power fully loaded < 80 watts with optional transient processor
Optional Accessory Output Power	-24 vdc @ 0.6 A for displacement probes
Supplies Power to the Rack	5 vdc, 12 vdc, 24 vdc, 3.3 vdc, -12 vdc
Supplies Power to Auxiliary Equipment	+24 vdc, 0.3 A output for optional fan tray ±24 vdc, 0.6 A auxiliary output for displacement transducers or other



CSI 4500M Machinery Health Monitor Fan Tray Specifications PN B4500FT

B4500FT Specifications

The fan tray is intended to be used where ambient air temperature around the stainless steel enclosure of the CSI 4500 rack is between 110°F and 120°F. When ordered with a new CSI 4500 Monitor, the fan tray will be delivered installed

Power to the fan tray is provided by a fan tray power auxiliary output from the front panel of the Power Supply card of the CSI 4500 Monitor.

NOTE: In conditions above 120°F ambient, active cooling or conditioned plant air should be installed.

NOTE: Fan tray required with the CSI 4500T. The CSI 4500T is the CSI 4500M with the transient option. The CSI 4500T should be installed in a control room / computer room environment not to exceed 86F or 30C

CSI 4500M Machinery Health Monitor Tachometer Card Specifications PN B4532TA



B4532TA Specifications	
Number of Tachometer Channels	16 inputs per rack, 1 card per rack, multiple racks linked by Ethernet
Tachometer Frequency Inputs	0.1 Hz to 2 kHz (6 RPM to 120,000 RPM)
Tachometer Frequency Accuracy	0.1%
Tachometer Resolution	0.002 Hz @ 60 Hz (0.1RPM)
Tachometer Types	Eddy current displacement probe, TTL, passive magnetic
Tachometer	Input and trigger pulse range ±0.5 v to ±24 v, ±25 v CM
Pulse Characteristics	1 pulse per revolution, 500 µS/min. pulse width, tach divider on card
Modes	Volt compare, automatic adaptive, divide by N
Input Impedance	1 MΩ (differential)

CSI 4500M Machinery Health Monitor Relay Card Specifications PN B4532IO-x (x = 1, 2, 3, 4 or 5)

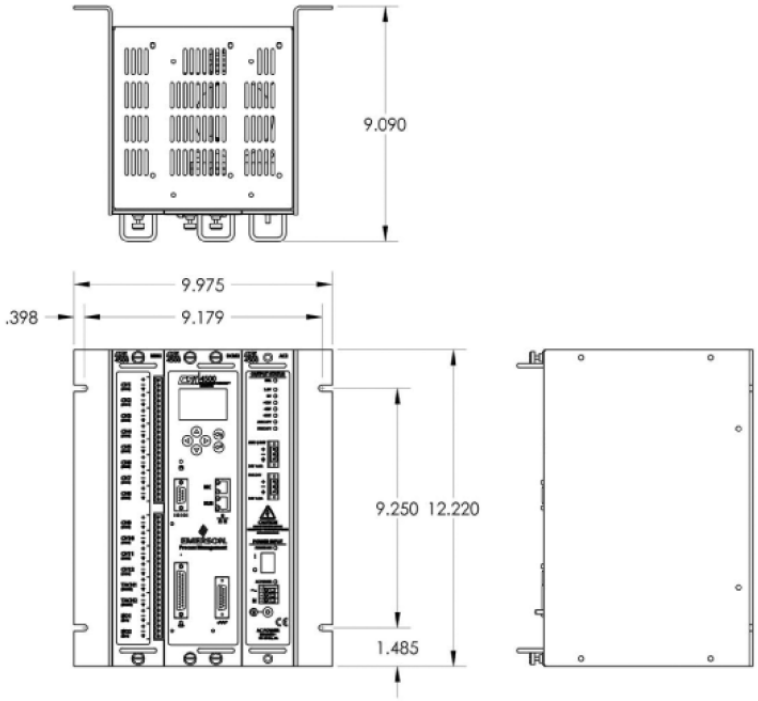


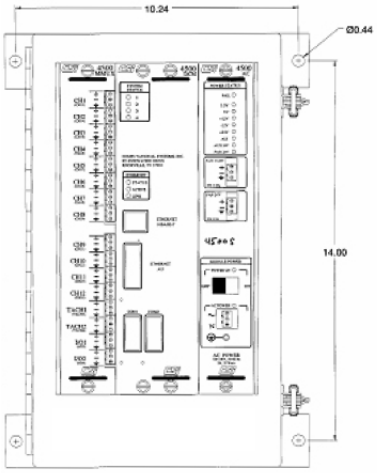
B4532IO Specifications	
Number of Channels	16 input or output relay channels, 1 card per rack, multiple racks linked together by Ethernet
Relay Types	Each channel socketed for a standard Opto22 style digital plug in module. These 4 KV optically isolated modules are available in AC/DC inputs or outputs from 4 V to 280 V or dry contact outputs.
Auto Resetting	Voting configurable for thrust or radial 0 to 10s programmable time delay for 2 sensor voting logic
Response Time	50 µsec to 50 msec depending on module
System Interface	Software polled or interrupt driven
Interrupt Output	Interrupt on pattern match or change
Ordering Information	
	x = 1, [4] inputs IDC5B & [12] outputs ODC5 (standard) x = 2, [12] inputs IDC5B & [4] outputs ODC5 x = 3, [8] inputs IDC5B & [8] outputs ODC5 x = 4, [16] inputs IDC5B x = 5, [16] outputs ODC5

CSI 4500MS Machinery Health Monitor Enclosure Specifications PN A4500MS



Overall System Characteristics	
Enclosure Dimensions	11" width x 16.00" height x 11.56" depth 180° opening required for enclosure door
Environmental	0 to 100°F (-17 to 50°C); 0 to 120°F (-17 to 60°C) w/ fan tray accessory (PN B4500FT) 0 - 95% R.H. noncondensing
Ratings	CE EN50081-2 Emissions CE EN50082-2 Immunity
Options	
PeakVue® Bearing and Gearbox Fault Detection Technology	PN A474514
Mounting Kit for 4500MS Without Enclosure	PN A4500SK





CSI 4500MS Machinery Health Monitor Sensor Card Specifications PN B4532MM-X

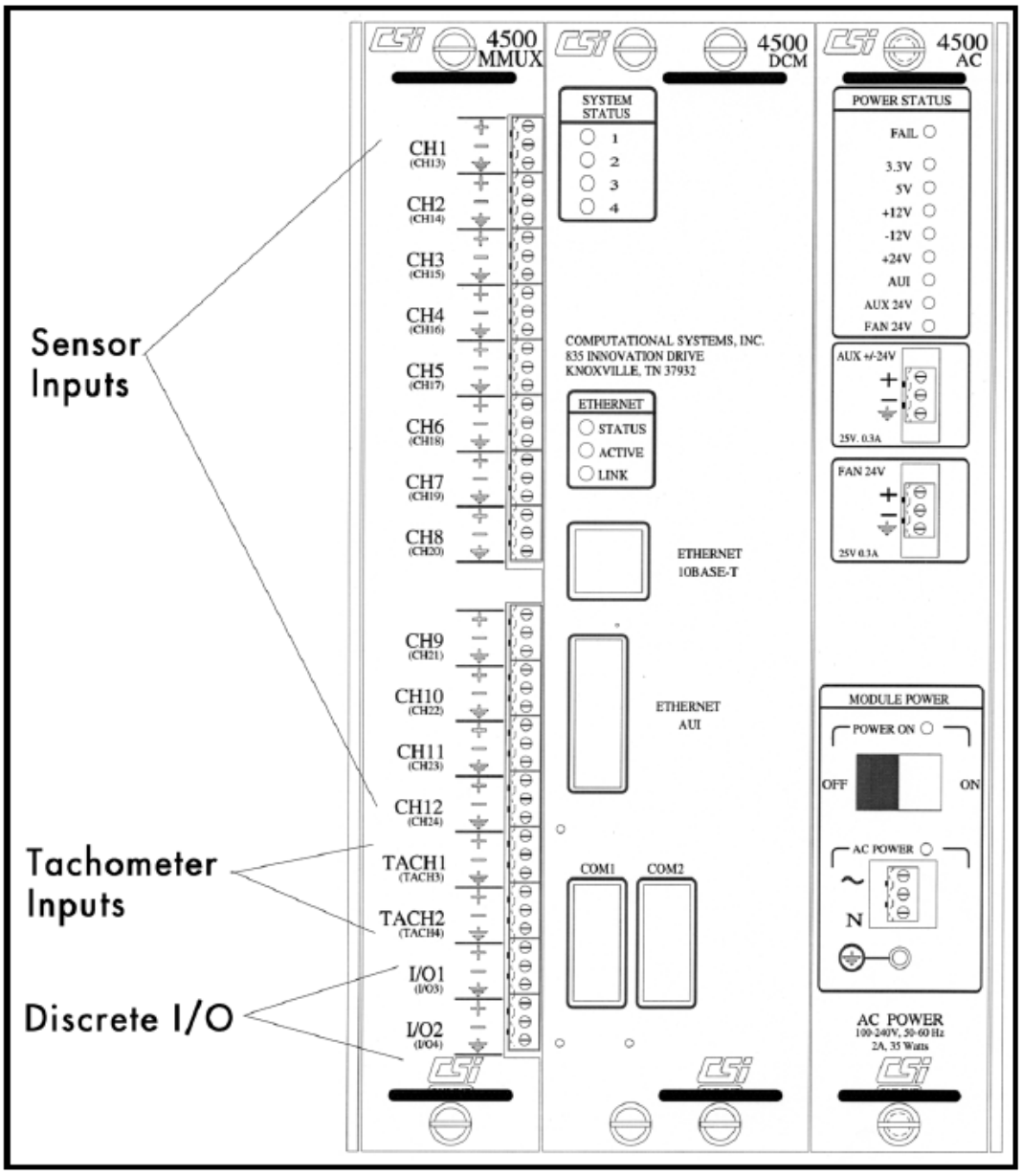


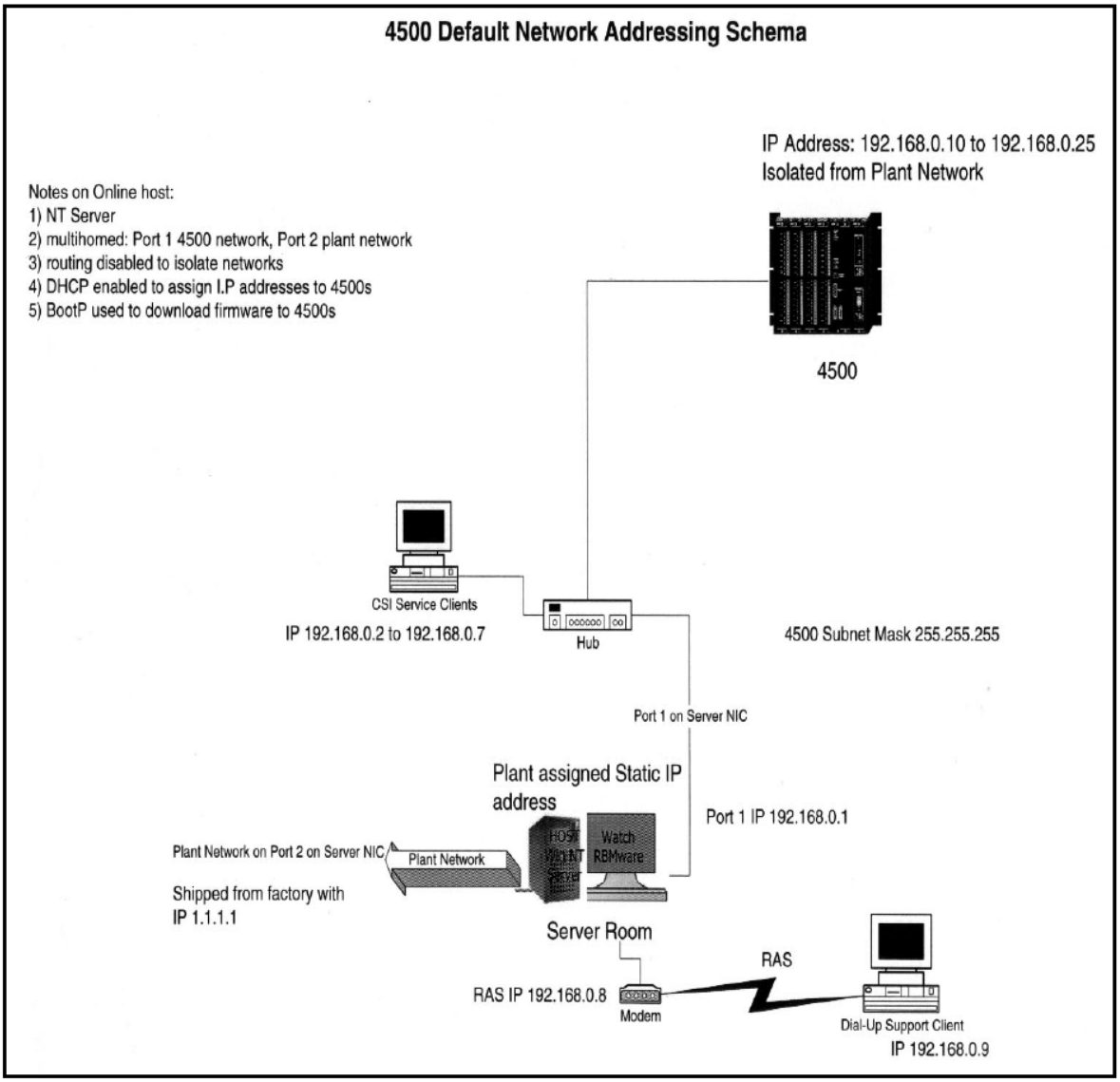
B4532MX Specifications	
Number of Sensor Channels	12 sensor inputs, specifications same as B4532MX
Number of Tachometer Channels	2 tachometer inputs, specifications same as B4532TA
Number of Relay Channels	2 relay channels, specifications same as B4532IO
Number of Cards Per Rack	1 sensor/tachometer/relay card, 1 processor card, 1 power supply card, multiple racks can be linked by Ethernet
Ordering Information	
Relay Options	B4532MM-x, where x = 2, 3, 4 x = 2, [2] inputs IDC5B x = 3, [2] outputs ODC5 x = 4, [1] inputs IDC5B & [1] outputs ODC5

CSI 4500T Machinery Health Monitor Transient Specifications PN B4532DB



B4532DB Specifications (includes all B4532MB Specifications)	
Number of Channels	Up to 32 channels
Memory Capacity	64 Mb SDRAM, 8 Mb Flash
AC Channel Accuracy	<1%, software corrected, 3% Mag/Phase
Frequency Range	DC to 40 kHz Production State Monitor DC to 2Khz with Transient Monitor, Peak to Peak rectification configurable
ADC Resolution	16 bits
Spectral Resolution	200 lines - 6400 lines
Dynamic Range	>80 dB
Number of Tach Channels	4 fixed channels from the B4532TA tachometer card. Requires at least 1 of 4
Data Recorder	60+ hours
Communication	10 \100base-T Ethernet HUB and NIC 100 BaseT recommended for Transient
CSI 4500 Rack Health Relay	Relay will change states based on loss of power or rack reboot
For more information visit http://www.mhm.assetweb.com/technology/online.html	

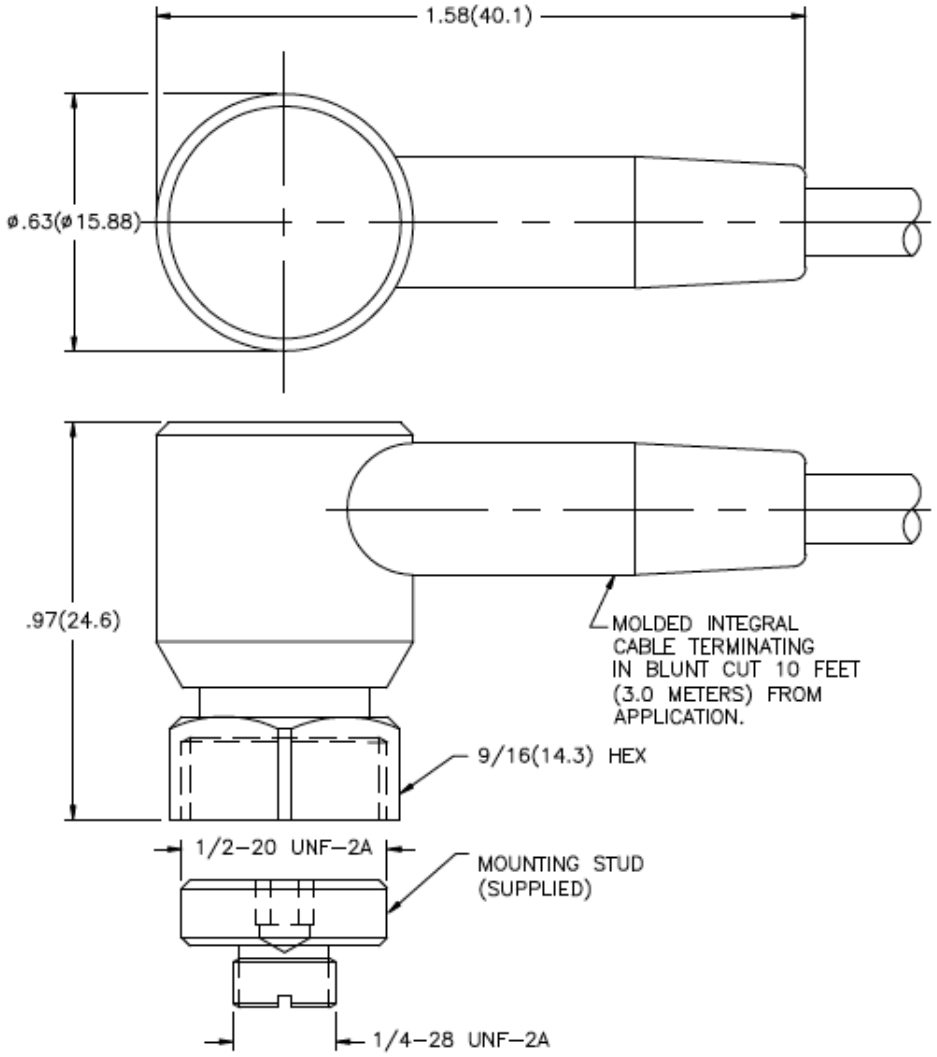

4500 MMUX
4500 DCM
4500 AC
SYSTEM STATUS
1
2
3
4
POWER STATUS
FAIL
3.3V
5V
+12V
-12V
+24V
AUI
AUX 24V
FAN 24V
CH1 (CH13)
CH2 (CH14)
CH3 (CH15)
CH4 (CH16)
CH5 (CH17)
CH6 (CH18)
CH7 (CH19)
CH8 (CH20)
COMPUTATIONAL SYSTEMS, INC.
835 INNOVATION DRIVE
KNOXVILLE, TN 37932
ETHERNET
STATUS
ACTIVE
LINK
AUX +/-24V
25V, 0.3A
FAN 24V
25V 0.3A
ETHERNET 10BASE-T
ETHERNET AUI
CH9 (CH21)
CH10 (CH22)
CH11 (CH23)
CH12 (CH24)
MODULE POWER
POWER ON
OFF
ON
AC POWER
N
TACH1 (TACH3)
TACH2 (TACH4)
I/O1 (I/O3)
I/O2 (I/O4)
COM1
COM2
AC POWER
100-240V, 50-60 Hz
2A, 35 Watts
Sensor Inputs
Tachometer Inputs
Discrete I/O


4500 Default Network Addressing Schema
IP Address: 192.168.0.10 to 192.168.0.25
Isolated from Plant Network
Notes on Online host:
1) NT Server
2) multihomed: Port 1 4500 network, Port 2 plant network
3) routing disabled to isolate networks
4) DHCP enabled to assign I.P addresses to 4500s
5) BootP used to download firmware to 4500s
4500
CSI Service Clients
IP 192.168.0.2 to 192.168.0.7
Hub
4500 Subnet Mask 255.255.255
Port 1 on Server NIC
Plant assigned Static IP address
Port 1 IP 192.168.0.1
Plant Network on Port 2 on Server NIC
Plant Network
Watch RBMware
Shipped from factory with IP 1.1.1.1
Server Room
RAS
RAS IP 192.168.0.8
Modem
Dial-Up Support Client
IP 192.168.0.9

13100

APPLICATION		
NEXT ASS'Y	USED ON	VAR

REVISIONS				
REV	DESCRIPTION	ECN	DATE	APP'D
A	REVISED PER ECN	12056	6/26/00	



UNLESS SPECIFIED TOLERANCES	
DIMENSIONS IN INCHES	DIMENSIONS IN MILLIMETERS (IN PARENTHESES)
DECIMALS XX ±.01 XXX ±.005 ANGLES ±2 DEGREES	DECIMALS XX ±0.3 XXX ±0.13 ANGLES ±2 DEGREES
FILLETS AND RADII .003 - .005	FILLETS AND RADII (0.07 - 0.13)
DD011 REV. B 03/13/98	

DRAWN			MFG		
CHK'D			ENGR		
APP'D					

TITLE: OUTLINE DRAWING MODEL A0322RI ACCELEROMETER

CSI 835 INNOVATION DRIVE KNOXVILLE, TENNESSEE 37932-2470 PHONE: (423) 675-2110 FAX: (423) 675-3100

DWG. NO. 13100

SCALE: 3X | SHEET 1 OF 1

Model Number
A0322RI

INDUSTRIAL "YELLOW JACKET" ICP ® ACCELEROMETER

Revision: A
ECN #: 12064

DYNAMIC PERFORMANCE	ENGLISH	SI	
Sensitivity (±15%)	100 mV/g	10,2 mV/(m/s²)	[1]
Measurement Range	±50 g	±490 m/s²	
Frequency Range: (±5%)	72 – 300,000 cpm	1,2 – 5 kHz	[2] [3]
(±10%)	52 – 420,000 cpm	0,87 – 7 kHz	
(±3 dB)	26 – 600,000 cpm	0,43 – 10 kHz	
Mounted Resonant Frequency	1,500 kcpm	25 kHz	[4]
Amplitude Linearity	±1%	±1%	[5]
Transverse Sensitivity	≤5%	≤5%	
ENVIRONMENTAL			
Shock Limit	5,000 g pk	49 050 m/s² pk	
Temperature Range	-65 to +250 °F	-54 to +121 °C	
Temperature Response	See Graph	See Graph	[4]
ELECTRICAL			
Settling Time (within 1% of bias)	≤2.0 sec	≤2,0 sec	
Discharge Time Constant	≥0.4 sec	≥0,4 sec	
Excitation Voltage	18 to 28 VDC	18 to 28 VDC	
Constant Current	2 to 20 mA	2 to 20 mA	
Output Impedance	<150 ohms	<150 ohms	
Output Bias	8 to 12 VDC	8 to 12 VDC	
Broadband Electrical Noise (1-10 kHz)	300 µg	2 943 µm/s²	[4]
Spectral Noise: (10 Hz)	8 µg/√Hz	78,5 (µm/s²)/√Hz	[4]
(100 Hz)	3 µg/√Hz	29,4 (µm/s²)/√Hz	[4]
(1 kHz)	2.5 µg/√Hz	24,5 (µm/s²)/√Hz	[4]
Case Isolation	>10⁸ ohms	>10⁸ ohms	
MECHANICAL			
Size (hex x height)	9/16 x 0.97 in	14,3 x 24,6 mm	
Weight	3.6 oz	102 gm	[7]
Mounting Thread (male)	¼-28 UNF	Not Applicable	[6]
Mounting Torque (mounting stud)	7 to 8 ft-lb	9,5 to 10,8 N-m	[8] [9]
Mounting Torque (hex nut)	2 to 5 ft-lb	2,7 to 6,8 N-m	
Sensing Element/Geometry	Ceramic/Shear	Ceramic/Shear	
Case Material	Stainless Steel	Stainless Steel	
Sealing	Welded Hermetic	Welded Hermetic	
Cable Type/Position	Integral/Side	Integral/Side	

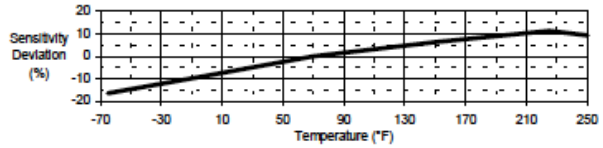
OPTIONAL VERSIONS

Optional versions have identical specifications and accessories as listed for the standard model except where noted below. More than one option may be used.

❑ **M** – Metric
Supplied Accessories
Metric Stud Available

NOTES:
[1] Conversion Factor 1g = 9,81 m/s².
[2] 1 Hz = 60 cpm (cycles per minute).
[3] The high frequency tolerance is accurate within ±10% of the specified frequency.
[4] Typical value.
[5] Zero-based, least-squares, straight line method.
[6] Size has no equivalent in S.I. units.
[7] Measured with 10 ft integral cable and mounting stud.
[8] Stud torque must exceed sensor hex nut torque to ensure proper dismantling.
[9] 1/8" hex Allen key required.

SUPPLIED ACCESSORIES:
Mounting Stud (1)
Three Point Calibration



All specifications are at room temperature unless otherwise specified.

ICP® is a registered trademark of PCB Piezotronics, Inc.
In the interest of constant product improvement, we reserve the right to change specifications without notice.
Form DD030 Rev.E 2/20/98

Drawn:	Engineer:	Sales:	Approved:	Spec Number:
Date:	Date:	Date:	Date:	13083

CSI 835 INNOVATION DRIVE KNOXVILLE, TENNESSEE 37932-2470 PHONE: (423) 675-2110 FAX (423) 675-3100

Ringraziamenti

Non voglio essere banale e scontato ma devo certamente incalzare ringraziando di cuore la mia famiglia per avermi dato la possibilità di intraprendere i miei studi, supportandomi in tutte le decisioni ed in tutte le situazioni: grazie Cino, Annarita, Stefano e Francesco. Grazie ai miei nonni Beppino, Cesira, Maria. Ringrazio Elisa per essermi sempre stata accanto anche nei weekend di studio e di stesura tesi, dove a potenziali complessi, nanofluidi ed analisi modale penso avrebbe meritato decisamente più un giro al lago o una passeggiata in montagna. Grazie a tutti i miei zii, in particolar modo a mio zio Enzo, ed a tutti i miei cugini.

Un doveroso ringraziamento non posso quindi non rivolgerlo ad I-Care che ha creduto in me e che mi ha dato la possibilità di condurre questo progetto. Grazie a tutto il team italiano di I-Care: Giulia Baccarin (AD di I-Care Italy, nonchè mio mentore aziendale), Eleonora Carta, Marco Costa, Federico Pietrobon, Stefano Panarotto, Luca Girelli, Michele Campagnolo, Marco Zambon ed Alessio Sartori. Thanks also to the entire I-Care Belgian Team, thanks to Fabrice Brion ("the boss of the boss") and thanks to Elmar Steffens (my official vibration trainer).

Volgo un dovuto ringraziamento all'ing.Guido Valier, Responsabile della Manutenzione di Birra Peroni Padova, per la professionalità e per partecipazione impegnate in questo progetto. Grazie anche all'ing.Carata, all'ing.Sabbadin, all'ing.Artusi e a tutte le figure che in maniera più o meno diretta sono state coinvolte all'interno di Birra Peroni.

Ringrazio poi sentitamente per il supporto Alessandro Giani, Marco Grifone, Adrian Lis e Bram De Clercq di Emerson Process Management e Giovanni Presti, Donato Grieco di Inspiring-Software.

Un grazie di cuore anche al prof. Alberto Trevisani che ha creduto negli intenti di tale progetto e mi ha guidato nella sua realizzazione.

Bibliografia

[Furlanetto (2010)] L. Furlanetto, M. Garetti, M. Macchi, *Ingegneria della Manutenzione*, Franco Angeli, Milano, 2010.

[Swanson (2010)] L. Swanson, *Linking maintenance strategies to performance*, Int. J. Production Economics 70 237-244, 2010.

[Lin (2007)] Lin Ma, *Condition Monitoring in Engineering Asset Management*, 12th Asia-Pasific Vibration Conference August 6-9, 2007.

[Zoppoli (2009)] Zoppoli, *Manutenzione su condizione: modellazione e ottimizzazione*, Dottorato in Tecnologie e Sistemi di Produzione - XXI Ciclo.

[I-Care (2006)] I-Care, *Les concepts de la maintenance prédictive*, 2006.

[I-Care (2008)] I-Care, *Les techniques de la maintenance prédictive*, 2008.

[I-Care (2010)] I-Care, *La détection de fuites par ultrasons*, 2010.

[I-Care (2010) 2] I-Care, *Thermographie infrarouge: niveau avancé*, 2010.

[I-Care (2011)] I-Care, *Analyse de Lubrifiant: niveau avancé*, 2011.

[I-Care (2005)] I-Care, *Analyse Vibratoire: niveau avancé*, 2005.

[Benedict (1984)] R.P.Benedict, *Fundamentals of temperature, pressure and flow measurements*, Willey, 1984.

[Fraden (1993)] J.Fraden, *Handbook of modern sensors*, American institute of physics, 1993.

[Acciani (2004)] G.Acciani, *Sensori di Temperatura*, Politecnico di Bari, 2004.

[Avizzano (2009)] C.A.Avizzano, Sensori PressPortLive, Università di Pisa, 2009.

[Tripicchio (2009)] P.Tripicchio, *Trasduttori di Misura*, Università di Pisa, 2009.

[Petrone (2011)] N.Petrone, I*ntroduction to Strain gauge theory and applications*, Università degli Studi di Padova, ISEA Winterschool in Sport Engineering, 2011.

[Krodkiewski (2008)] J.M. Krodkiewski, *Mechanical Vibration*,The University of Melbourne, 2008.

[Den Harthog (1947)] J.P. Den Harthog, *Mechanical Vibration*, Third edition, McGraw-Hill Book Company, 1947.

[Mastrotto (2009)] R. Mastrotto, *Valutazione delle prestazioni di un manipolatore parallelo mediante misurazioni accelerometriche*, Università degli Studi di Padova, 2009.

[Mastrotto (2010)] R. Mastrotto, *Appunti dal corso di Meccanica delle Vibrazioni del Prof. Alberto Trevisani*, Università degli Studi di Padova, 2010.

[Funaioli (2007)] E.Funaioli, A.Maggiore, U.Meneghetti, *Lezioni di Meccanica Applicata alle Macchine*, Vol.2, ed. Pàtron, Bologna, 2007.

[Rao (1995)] S.S.Rao, *Mechanical Vibrations*, Third edition, Addison Wesley Pub. Company, 1995.

[Giovagnoni (2009)] M.Giovagnoni, Analisi delle vibrazioni nei sistemi meccanici, Libreria Cortina, 2009

[RMS (2009)] RMS, *Vibration Training Course Book - Category II*, Mobius Institute, 2009.

[Skeirik (2008)] R.Skeirik, *Vibration Analysis*, Emerson Process Management Training, 2008.

[Trevisani (2011)] Trevisani A., *Conversione A/D e Trasformata di Fourier*, Università degli Studi di Padova, 2011.

[Bruel & Kjaer (1982)] V.A., *Measuring Vibration*, Bruel & Kjaer, 1982.

[NASA (2008)] V.A., *NASA Reliability-Centred Maintenace Guide for Facilities and Collateral Equipment*, National Aeronautics and Space Administration, 2008.

[NASA (2004)] V.A., *NASA Reliability Centered Building and Equipment Acceptance Guide*, National Aeronautics and Space Administration, 2004.

[Zaretsky (2000)] E.V. Zaretsky et al., *Rolling Bearing Life Prediction—Past, Present, and Future,* National Aeronautics and Space Administration, 2000.

[Zaretsky (2007)] E. V. Zaretsky et Al., *Reexamination of Ball-Race Conformity Effects, Tribology Transactions*, 50: 336-349, 2007

[Robichaud(2003)] J. M. Robichaud, *Reference Standards for Vibration Monitoring and Analysis*, Bretech Engineering Ltd, 2003.

[ISO 10816.1] ISO 10816-1 *Evaluation of Mechanical Vibration by Measurement of Non-rotating Parts – General Guidelines,* International Standards Organization, American National Standards Institute, 1430 Broadway, New York.

[ISO 10816.3] ISO 10816–3 *Evaluation of Mechanical Vibration by Measurement of Non-rotating Parts – Part 3: Industrial machines with nominal power above 15kW and nominal speeds between 120r/min and 15,000 r/min when measured in situ,* International Standards Organization, American National Standards Institute, 1430 Broadway, New York.

[Dimla (2000)] D.E. Dimla Sr. , P.M. Lister, *On-line metal cutting tool condition monitoring. I: force and vibration analyses*, International Journal of Machine Tools & Manufacture 40, 739–768, 2000.

[Zhang (2002)] G.C. Zhang, M. Ge, H. Tong, Y. Xu, R. Du, *Bispectral analysis for on-line monitoring of stamping operation*, Engineering Applications of Artificial Intelligence 15, 97–104, 2002.

[Wua (2010)] F. Wua, T.Wangb, J.Lee, *An online adaptive condition-based maintenance method for mechanical systems*, Mechanical Systems and Signal Processing 24, 2985–2995, 2010.

[Niu (2010)] G.Niu, Bo-SukYang, M.Pecht, *Development of an optimized condition-based maintenance system by data fusion and reliability-centered maintenance*, Reliability Engineering and System Safety 95, 786–796, 2010.

[Loutas (2011)] T.H.Loutas, D.Roulias, E.Pauly, V.Kostopoulos, *The combined use of vibration, acoustic emission and oil debris on-line monitoring towards a more effective condition monitoring of rotating machinery*, Mechanical Systems and Signal Processing 25, 1339–1352, 2011.

[Huber (2005)] B.Huber, *FMEA-FMECA*, Ljubliana Spring, 2005.

[Kumar (2000)] U.D.Kumar, *Reliability, manteinance and logistic support*, Kluwer academic publishers , 2000.

[MILSTD1629] MIL-STD-1629A, *Procedures for performing a failure mode, effects and criticality analysis*, Department of Defense, Washington D.C., 1984.

[SAEJ1739] SAE J1739 Society of Automotive Engineers.

[SKF (1981)] SKF, *Catalogo Generale*, SKF, 1981.

[Howard (1994)] Ian Howard, *A Review of Rolling Element BearingVibration "Detection, Diagnosis and Prognosis"*, DSTO Aeronautical and Maritime Research Laboratory, Department of Defence, 1994.

[Andrew (2006)] A.K.S. Jardine, D.Lin, D.Banjevic, *A review on machinery diagnostics and prognostics implementing condition-based maintenance*, Mechanical Systems and Signal Processing 20, 1483–1510, 2006.

[Liang (2010)] M.Liang, I.S.Bozchalooi, *An energy operator approach to joint application of amplitude and frequency-demodulations for bearing fault detection, Mechanical Systems and Signal Processing*, 24, 1473–1494, 2010.

[Basseville (1993)] M.Basseville et Al., *In Situ Damage Monitoring in Vibration Mechanics : Diagnostics and Predictive Maintenance*, Mechanical Systems and Signal Processing, 7(5), 401-423, 1993.

[Bogard (2002)] F. Bogard et al., *Determination of sensor positions for predictive maintenance of revolving machines* , International Journal of Solids and Structures, 39, 3159–3173, 2002.

[Tse (2007)] P.W. Tse et al., *Enhanced eigenvector algorithm for recovering multiple sources of vibration signals in machine fault diagnosis*, Mechanical Systems and Signal Processing, 21, 2794–2813, 2007.

[Ebersbach (2008)] S. Ebersbach, Z. Peng, *Expert system development for vibration analysis in machine condition monitoring*, Expert Systems with Applications, 34, 291–299, 2008.

[William (2011)] P.E. William, M.W. Hoffman, *Identification of bearing faults using time domain zero-crossings*, Mechanical Systems and Signal Processing, 2011.

[Chen (2011)] B. Chen et al., *Reliability estimation for cutting tools based on logistic regression model using vibration signals*, Mechanical Systems and Signal Processing, 2011.

[Heng (2009)] A.Heng et al., *Rotating machinery prognostics: State of the art, challenges and opportunities*, Mechanical Systems and Signal Processing, 23, 724–739, 2009.

[Al-Badour (2011)] F. Al-Badour et al., *Vibration analysis of rotating machinery using time–frequency analysis and wavelet techniques*, Mechanical Systems and Signal Processing, 25, 2083–2101, 2011.

[Renwick (1985)] J.T. Renwick, P.E. Babson, *Vibration Analysis-A Proven Technique as a Predictive Maintenance Tool*, IEEE Transactions On Industry Applications, VOL. IA-21, 2, 1985.

[Nandi (1999)] S.Nandi, H.A.Toliyat, *Condition Monitoringand Fault Diagnosis of Electrical Machines - A Review*, IEEE, 1999.

[Kar (2008)] *C.Kar, A.R.Mohanty, Vibration and current transient monitoring for gearbox fault detection using multiresolution Fourier transform*, Journal of Sound and Vibration, 311, 109–132, 2008.

[Orhan (2006)] S. Orhan et al., *Vibration monitoring for defect diagnosis of rolling element bearings as a predictive maintenance tool: Comprehensive case studies,* NDT&E International, 39, 293–298, 2006.

[Halme (2009)] J. Halme, P. Andersson, *Rolling contact fatigue and wear fundamentals for rolling bearing diagnostics – state of the art*, Proc. IMechE Vol. 224 Part J: J. Engineering Tribology, 2009.

[Hamrock (1983)] B.J. Hamrock, W.J. Anderson, *Rolling-Element Bearings*, NASA RP–1105, 1983

[1] *http://www.icareweb.com*

[2] *http://www2.emersonprocess.com*

[3] *http://www.inspiring-group.com/*

[4] *http://www.sidel.com/*

[5] *http://www.peroni.it/*

[6] *http://www.reliabilityweb.com*

[7] *http://www.fmea-fmeca.com*

[8] *http://www.mobiusinstitute.com*

Indice analitico

A

Accelerometri, 124
Accelerometro Capacitivo, 131
Accelerometro Estensimetrico, 128
Accelerometro Laser, 134
Accelerometro LVDT, 129
Accelerometro Piezoelettrico, 131
Accelerometro Piezoresistivo, 129
Accelerometro Termico, 135
Aliasing, 156
Analisi ad Ultrasuoni, 61
Analisi Globale, 166
Analisi Orbitale, 110
Analisi Spettrale, 171
Analisi spettrale, 177
Analisi Tribologica, 71
Analisi Vibrazionale, 77

B

Ball Pass Frequency Inner race, 214, 218
Ball Pass Frequency Outer race, 214, 216
Ball Spin Frequency, 215, 222
Banco Prova, 278
Banda Passante, 147
Bande di Frequenza, 171
Bearing Forcing Frequencies, 210
Birra Peroni, 3, 309
Blade Pass Frequency, 268

C

Camma, 360
Campionamento, 155
Cavitazione, 269
Cinghia, 274
Cocked Bearing, 191
Coclea, 348, 349, 368
Crest Factor, 96
Cuscinetti Volventi, 210, 225, 239, 370

D

Demodulation, 233
Diagnostica Tecnica, 29
Disallineamento, 185

E

Emerson Process Management, 3
Evoluzione Libera, 391

F

Fase, 114
Fast Fourier Transform, 163
Fault Frequencies, 368
Finestrature, 158
FMECA, 291, 295, 303, 333
Frequenza Massima, 138
Fundamental Belt Pass Frequency, 274

Fundamental Train Frequency, 213, 220

G

Gamma Dinamica, 147
Gear Mesh Frequency, 200
Gear Mesh Frequency di Martinetto, 376
Gioco, 193
G-Talk, 289

I

I-Care, 8
Inspiring-Software, 3
Integrazione, 164

L

Leakage, 157
Lubrificazione, 246

M

Manutenzione, 15
Manutenzione Correttiva, 22
Manutenzione Predittiva, 25, 93
Manutenzione Preventiva, 23
Manutenzione Proattiva, 28
Martinetti, 315, 348, 374
Meccanica delle Vibrazioni, 383
Motori Elettrici, 252, 256

O

On-line, 283
Ordini, 172

P

Pareto, 296, 342
PeakVue, 234
Prossimetri, 121

R

Ralla, 348, 363, 376
Reliability Engineering, 13
Ricettanza, 83
Riduttore, 354
Risonanza, 100
Risposta Forzata, 79
Rotore, 261, 263

S

Sbilanciamento, 84, 177
Sciacquatrice, 318
Sensibilità trasversale, 129
Sensitività, 147
Sensori, 118
Serie di Fourier, 88
Servoaccelerometro, 133
Shock Pulse Method, 232
Sidebands, 201, 218, 222, 262, 263
Sidel, 3, 309
Ski Slope, 153
Spike Energy, 233
Statore, 258

T

Tappatore, 318, 348
Termografia IR, 54
Trasduttori, 118
Trasformata di Fourier, 91
Trasformata Discreta di Fourier, 160

V

Velocimetri, 123
Velocità Critiche, 103

Velocità di rotazione, 137

W

Waveform, 93
Weibull, 293, 333