

UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PADOVA

DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA INDUSTRIALE

CORSO DI LAUREA MAGISTRALE IN INGEGNERIA DELLA SICUREZZA CIVILE E
INDUSTRIALE

Tesi di Laurea Magistrale in Ingegneria della Sicurezza Civile e Industriale – classe LM26

**Studio delle vibrazioni per l'analisi predittiva dell'affidabilità delle
macchine: un caso studio**

Relatore: Professor Mauro Ricotta

Correlatore: Ingegnere Stefano Marin

Laureanda: CAMILLA TIVELLI

ANNO ACCADEMICO 2022-2023

Indice

Lista dei simboli	1
Introduzione	1
Capitolo 1	3
Presentazione dell'azienda	3
Capitolo 2	7
Le pratiche manutentive in sintesi	7
2.1. I vantaggi della prevenzione.....	7
2.2 Le strategie manutentive.....	7
2.2.1 Vita dei componenti: esemplificazione	8
2.2.2 Manutenzione reattiva o correttiva	10
2.2.3 Manutenzione programmata	10
2.2.4 Manutenzione su condizione – Condition Based Maintenance (CBM).....	11
2.2.5 Manutenzione preventiva.....	11
2.2.6 Manutenzione proattiva	12
2.2.7. Manutenzione di precisione	12
2.2.8 Conclusione.....	12
Capitolo 3	13
Vibrazioni	13
3.1 Moto armonico	13
3.2 Sistemi ad un grado di libertà	14
3.2.1 Sistema massa-molla-smorzatore.....	15
3.3 Vibrazioni nei sistemi rotanti.....	16
3.4 Il linguaggio delle vibrazioni.....	17
3.4.1 Ampiezza.....	17
3.4.2 Frequenza (F)	18
3.4.3 Periodo (T).....	18
3.5 Analisi delle vibrazioni	18

3.5.1 Spostamento.....	19
3.5.2 Velocità.....	19
3.5.3 Accelerazione.....	20
3.5.4 La relazione tra i parametri.....	20
3.6 La vibrazione complessa.....	21
3.6.1 Serie di Fourier.....	22
3.6.2 Introduzione allo spettro e cenni di campionamento.....	25
3.6.3 Ordini.....	27
3.6.4 Frequenze forzate e risonanza.....	28
3.7 Limiti e standard per le vibrazioni.....	29
3.7.1 Evoluzione degli standard: cenni storici.....	30
3.7.2 Normativa ISO 10816.....	32
Capitolo 4.....	35
Diagnosi di guasti e difetti: i principali.....	35
4.1 Introduzione.....	35
4.2 Sbilanciamento.....	35
4.2.1 Le cause.....	37
4.2.2 Gli effetti.....	37
4.2.3 Diagnosticare lo sbilanciamento.....	37
4.3 Disallineamento.....	39
4.3.1 Le cause.....	40
4.3.2 Gli effetti.....	40
4.3.3 Diagnosi.....	40
4.4 Allentamento meccanico.....	42
4.4.1 Le cause.....	44
4.4.2 Gli effetti.....	44
4.4.3 Diagnosi.....	45
4.4.4 In sintesi.....	45
4.5 Problemi ai cuscinetti.....	45
4.5.1 Ciclo di vita dei difetti ai cuscinetti.....	45

4.5.2 Analisi delle vibrazioni	47
4.6 Esempi	49
Capitolo 5	51
Presentazione dell'impianto	51
5.1 Introduzione al caso studio	51
5.1.1 La storia del processo.....	51
5.1.2 Descrizione del processo di essiccazione	52
5.2 Il ventilatore.....	58
5.2.1 Descrizione tecnica	60
5.2.2 Le problematiche oggetto del caso studio.....	63
Capitolo 6	73
Lo studio	73
6.1 Acquisizione dati nella <i>vibration analysis</i>	73
6.2 Introduzione agli strumenti.....	74
6.2.1 Trasduttori di spostamento o prossimità	75
6.2.2 Trasduttori di velocità	75
6.2.3 Accelerometri	76
6.3 Strumenti utilizzati	77
6.3.1 Software Condmaster Ruby	77
6.3.2 Leonova Emerald	80
6.3.3 Accelerometro	83
6.3.4 Shock pulse transducer with probe – Trasduttore d'impulsi d'urto con sonda.....	86
6.4 I punti di misura.....	87
6.4.1 I punti di misura nella pratica del caso studio.....	88
6.5 Condizioni di esercizio ordinarie: il punto di partenza.....	96
6.5.1 Interpretazione output Condmaster Ruby	98
6.5.2 Spettri vibrazionali nelle condizioni di esercizio ordinarie	101
6.6 Diagnosi dei guasti ed eventi eccezionali.....	111
6.6.1 Sbilanciamento del ventilatore.....	111
6.6.2 Usura dei cuscinetti.....	119

Riferimenti bibliografici	129
Sitografia	131

Lista dei simboli

T	Periodo
x	Spostamento
x_0	Spostamento massimo; Ampiezza
x_A	Spostamento del punto A
x_{iner}	Coordinata inerziale
x_{rel}	Spostamento relativo
ω	Pulsazione
ω_0	Frequenza angolare fondamentale
ω_k	Frequenza angolare
φ	Angolo di fase
m	Massa
n	Numero intero
k	Rigidezza della molla
c	Coefficiente di smorzamento
F	Forza
f_0	Frequenza fondamentale
g	Accelerazione gravitazionale; Segnale
l	Lunghezza
l_0	Lunghezza iniziale
P	Picco
ϕ_k	Fase iniziale
$a_k; b_k; c_k; A_k$	Coefficienti

Introduzione

Il presente lavoro di tesi è stato svolto in accordo con l'azienda presso la quale la studentessa laureanda ha svolto l'attività di tirocinio. La realtà in oggetto è la Kastamonu Italia s.p.a. (sede di Pomposa (FE)), multinazionale che si occupa della produzione di prodotti lignei, nello specifico pannelli in legno truciolare, ricavati dalla lavorazione del legno di scarto. Il legname subisce numerosi processi di pulizia ed una serie di lavorazioni che lo rendono poi idoneo allo svolgimento del compito designato. Esso viene sottoposto ai detti trattamenti da una serie di macchinari che, inevitabilmente, vengono soggetti a manutenzione. Tra le cause del deterioramento delle attrezzature coinvolte vi sono le vibrazioni, protagoniste della tesi, e strettamente correlate all'affidabilità degli organi metallici su cui agiscono. All'interno dell'azienda si tende in tal senso, all'applicazione di piani di manutenzione programmata e su condizione. Il ventilatore analizzato nel seguito rientra tra le parti dell'insieme che necessitano di essere sottoposte ad interventi manutentivi con frequenza maggiore, ragion per cui è stato scelto, in collaborazione con l'ufficio tecnico competente, come soggetto della tesi.

La parte teorica si occupa di presentare la meccanica delle vibrazioni con riferimento alla teoria fisica ed ai meccanismi di danno correlati, mentre, quella sperimentale, tratta in modo più specifico il caso concreto andando ad approfondire l'utilità dell'analisi spettrale nella previsione degli interventi da attuare al fine di evitare guasti o, ancor peggio, eventi catastrofici, capaci di compromettere l'impianto produttivo pregiudicando anche la sicurezza dello stesso, e di conseguenza quella delle persone. Le tecnologie più moderne permettono di conoscere in ogni istante le condizioni di salute delle macchine non solo rilevando la presenza di eventuali irregolarità, ma diagnosticando anche le cause delle stesse. Questa funzione permette di programmare in modo efficiente la manutenzione, andando ad intervenire quando necessario direttamente sulla causa.

Anche se l'apparenza suggerisce che si tratti di una mera analisi meccanica, il fascino di questa indagine si cela tra le righe, lasciando sperare che laddove non arriva la sicurezza della macchina, possa arrivare la prudenza umana.

Capitolo 1

Presentazione dell'azienda

Il tirocinio si è svolto presso la Kastamonu Italia S.P.A., nello stabilimento produttivo sito a Pomposa, in provincia di Ferrara. Esso costituisce l'unico sito produttivo in Italia della multinazionale turca Kastamonu Entegre, poiché le altre sedi italiane hanno rispettivamente funzione di magazzino a Piangipane e di showroom a Pesaro. Kastamonu Entegre è una società di Hayat Holding, rappresenta il più grande produttore di pannelli in legno della Turchia ed è tra i principali produttori di pannelli in legno del mondo: stabilimenti produttivi sono presenti in Turchia, Romania, Bulgaria, in Bosnia Erzegovina, Russia ed in Florida.



Figura 1.1 – Logo della Kastamonu Entegre.

Il legno utilizzato è legno di scarto che, subendo numerose lavorazioni di setacciatura, pulizia, pressatura e levigatura, dà vita a un prodotto eccezionale e versatile, che viene impiegato per la realizzazione di oggetti lignei di ogni genere: da pannelli per rivestimenti di pareti e pavimenti, alla realizzazione di mobili.

Così come molte altre aziende, Kastamonu Italia si impegna continuamente nell'efficientamento energetico, reinserendo, quando possibile, gli scarti nel processo produttivo ed utilizzando come principale fonte di energia, quella termica, prodotta incenerendo gli scarti delle lavorazioni attraverso una caldaia a biomassa.

Lo stabilimento produttivo ricopre una superficie di circa duecentomila metri quadrati, sulla quale sono individuabili diverse aree in base alla lavorazione che vi avviene. La denominazione delle aree e la descrizione del processo in relazione a ciascuna di esse, viene descritto di seguito.

- Scarico: la zona adibita allo scarico del legno si costituisce di un grande piazzale in cui la legna viene accatastata e divisa in mucchi ordinati, non oltre un'altezza stabilita;

- Verde: area adiacente a quella di scarico in cui il legno viene caricato all'interno dei primi macchinari (Hammel e Ferrari). Si costituisce principalmente di una serie di nastri trasportatori;
- Buche Cip: Cippato è il nome che viene utilizzato per descrivere i pezzi di legno che entrano all'interno di questo capannone. Il cippato è legno ridotto in scaglie con dimensioni variabili da qualche millimetro a diversi centimetri. Qui, il legno viene fatto cadere su due ulteriori nastri trasportatori posti al livello del suolo che, nelle idonee quantità, lo conducono a delle grandi coclee che lo fanno sprofondare all'interno di buche dove viene raccolto da un elevatore a tazze che lo conduce ad altri nastri per permettere al processo di proseguire. Data la mole di legno entrante, il prodotto in eccesso viene accatastato all'interno del capannone "Buche cip", questo per permettere alla produzione di continuare anche qualora dovesse verificarsi una fermata imprevista a monte del processo.
- Pulitura: Il materiale legnoso viene pulito dai componenti estranei quali vetro ed elementi metallici;
- Mulini: Questa zona deve il suo nome alla presenza di macchinari che sminuzzano il legno attraverso particolari lame metalliche rotanti;
- Essiccatoio: Il legname viene essiccato sfruttando il calore prodotto dalla caldaia a biomassa dello stabilimento, eliminando l'eccessiva umidità. Il legno è a questo punto pronto per iniziare la sua trasformazione in pannello;
- Reparto Contiroll: il reparto produzione ospita la Contiroll, un'enorme pressa continua firmata Siempelkamp. Qui, il macinato del legno viene pressato e incollato per raggiungere poi una grande rastrelliera rotante che trasporta i pannelli al reparto successivo;
- Leviga: attraverso l'impiego di opportuni rotoli di carta abrasiva i pannelli vengono levigati per conferirgli lo spessore e la finitura superficiale richiesti;
- Mep: Il reparto Mep si trova nello stesso capannone di quello adibito alla levigatura dei pannelli. In questo reparto è presente l'area riservata al controllo qualità, alla stampa e al packaging dei lotti di pannelli.

Lo step finale è chiaramente quello dello stoccaggio dei pannelli nei magazzini di pertinenza.



Figura 1.2 – Fotografia panoramica dello stabilimento produttivo Kastamonu Italia a Pomposa.

Capitolo 2

Le pratiche manutentive in sintesi

Il presente capitolo ha lo scopo di informare brevemente il lettore in merito all'esistenza di differenti pratiche manutentive. Tale richiamo è opportuno, dal momento che permettere di comprendere quale tecnica sia meglio adottare in base al macchinario coinvolto e, come tale tecnica manutentiva, possa produrre benefici dal punto di vista di sicurezza e affidabilità.

2.1. I vantaggi della prevenzione

Lo studio delle vibrazioni all'interno del contesto aziendale costituisce un utile strumento solo se associato ad adeguate analisi economico-gestionali che permettano di adottare l'adeguata prassi manutentiva. Una delle ragioni per cui prevenzione e manutenzione tendono ad essere accantonate nelle realtà produttive odierne, è ovviamente il costo monetario della stessa. Ma qual è il costo del guasto? Il guasto di una macchina comporta un esborso non solo relativamente alla macchina coinvolta, ma è un costo anche in termini di sicurezza e ambiente. Anche nell'ipotesi in cui si riesca ad evitare un danno catastrofico, si incontreranno ugualmente costi superflui. I benefici che la prevenzione permette di avere sono: la riduzione del numero di arresti dell'impianto non pianificati e, conseguentemente, la riduzione del numero di arresti programmati, la riduzione dei costi legati alla manutenzione, quella degli sprechi sostenuti dall'organizzazione, del numero di infortuni e incidenti ambientali. Aumenteranno invece la disponibilità e la capacità dell'impianto, il tasso di produttività e la qualità del prodotto, da cui risulterà un aumento del valore per gli azionisti ed il soddisfacimento dei requisiti normativi.

2.2 Le strategie manutentive

Il concetto alla base di tutte le strategie manutentive è quello secondo il quale tutte le macchine sono destinate a fallire, ovvero a guastarsi. Dal momento in cui vengono ideate, progettate, realizzate e assemblate, cioè dal momento della loro concezione fino a quello in cui entrano in funzione, ogni componente possiede intrinsecamente dei difetti. Risulta dunque noto a priori che nell'arco della sua vita, la macchina si guasterà. Viene spontaneo pensare che, più spesso un componente viene sostituito, più a lungo durerà l'intero macchinario coinvolto. Ebbene, questa deduzione apparentemente logica è stata smentita dall'evidenza.

In realtà non è così. Il primo aspetto da considerare è quello che vede l'usura del cuscinetto avvenire in modo pressoché casuale, ragion per cui risulterebbe inutile e anzi, peggiorativo, sostituirlo prima del tempo. Infatti, la vita di questi elementi è caratterizzata da una curva come quella in Figura 2.2.3, nota con il nome *curva a vasca da bagno*, in cui è visibile l'esistenza di una zona di *mortalità infantile* durante il periodo di rodaggio, durante il quale il componente potrebbe guastarsi prematuramente.

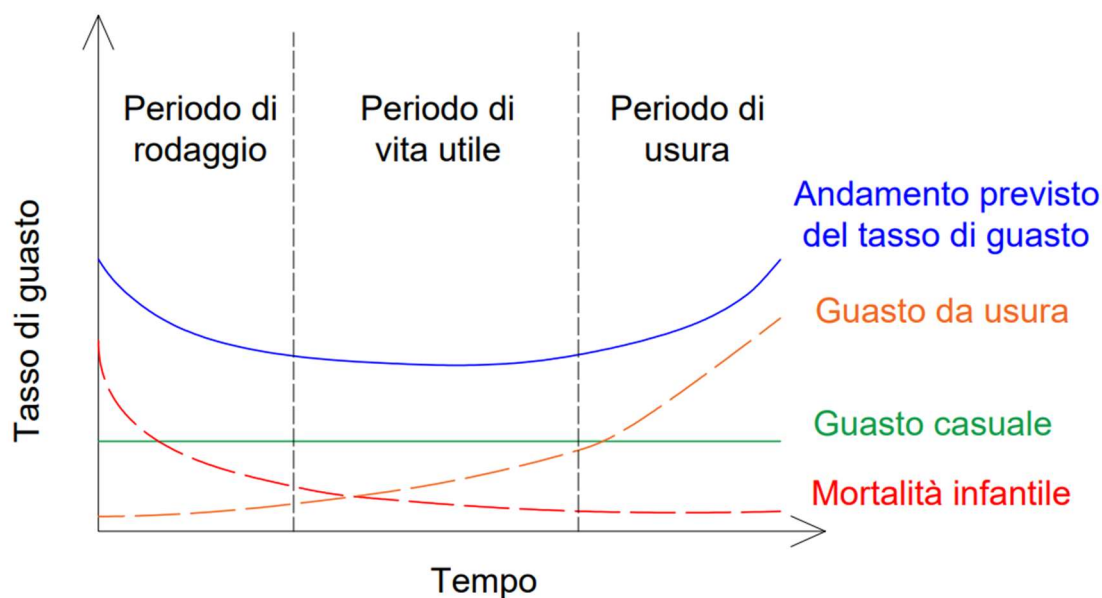


Figura 2.2.3 – Rappresentazione della curva a vasca da bagno (in blu) e degli andamenti dei tassi di guasto che ne comportano la particolare conformazione.

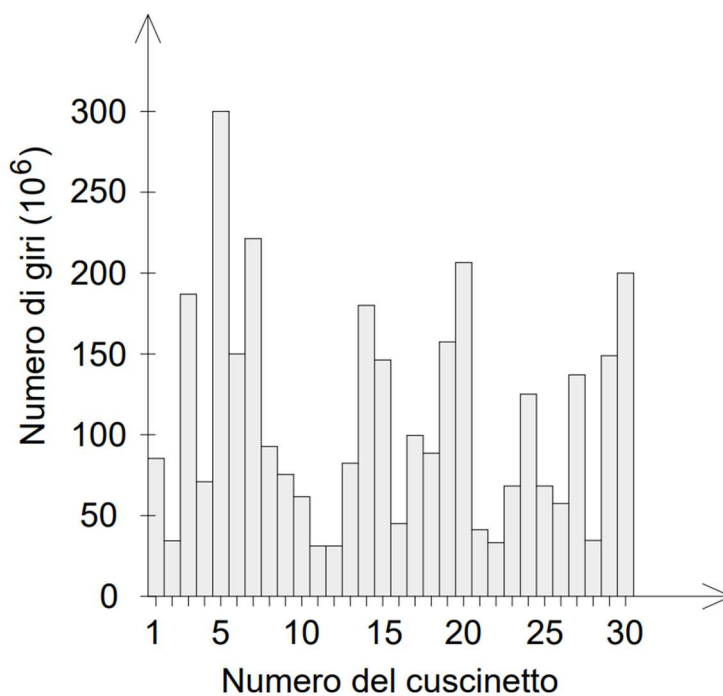


Figura 2.2.4 – Andamento reale della vita dei cuscinetti. Adattata [1]

Per quanto riguarda la probabilità di guasto nel lungo periodo poi, essa non è crescente nel tempo, ma piuttosto costante. Il cuscinetto si usurerà e si guasterà in maniera casuale, senza che sia possibile determinare quando ciò accadrà. Il grafico di Figura 2.2.4 mostra l'andamento reale della vita di trenta cuscinetti.

Sono stati condotti numerosi studi che provano come la maggior parte degli elementi meccanici utilizzati si guastino in modo casuale. Le possibilità che essi subiscano guasti rimangono costanti nel lungo periodo: dopo un giorno, un mese o dieci anni.

Nasce da queste considerazioni, la necessità di adottare la corretta prassi manutentiva in relazione al legame costo-beneficio esistente. Un esempio di immediata comprensione è quello della manutenzione eseguita quotidianamente sulle automobili. L'olio del motore viene sostituito dopo una certa quantità di chilometri a prescindere dalla sua qualità, poiché risulterebbe decisamente meno conveniente testarlo e capire se sia degradato rispetto a cambiarlo. Contrariamente, invece, prendendo in esame una comune lampadina elettrica, la convenienza sta nel rimpiazzarla una volta guasta, e non quando ancora funziona sperando di prevenire l'evento indesiderato. Questi due esempi finali sono rappresentativi rispettivamente della manutenzione preventiva e di quella reattiva. Il seguito del capitolo approfondisce brevemente la filosofia dietro le stesse e quali altre tipologie esistono.

2.2.2 Manutenzione reattiva o correttiva

La manutenzione reattiva è la pratica manutentiva che lascia che il guasto avvenga prima di intervenire, senza assumere alcuna precauzione a riguardo. Il pensiero che guida la manutenzione reattiva è quello che prevede di "aggiustare quando è rotto". In principio, l'adozione di questo sistema garantisce la massima distanza temporale tra una fermata della produzione e la successiva. Come intuibile, questo approccio può comportare costi molto alti: dai costi che devono essere sostenuti per i danneggiamenti secondari subiti dal macchinario in seguito al guasto primario, a quelli legati ad un arresto imprevisto della produzione, inclusi i costi dei pezzi di ricambio che devono essere acquistati e stoccati all'interno del magazzino. La manutenzione reattiva comporta l'assenza di controllo sull'impianto, in quanto può portare ad ulteriori danneggiamenti imprevisti e rischi per la sicurezza.

2.2.3 Manutenzione programmata

La manutenzione programmata prevede di intervenire con operazioni manutentive di tipo ordinario, come ad esempio la pulizia, la lubrificazione, o la sostituzione di componenti, ad intervalli temporali programmati a prescindere dalle reali condizioni operative. Risulta efficace per elementi di cui è possibile stimare con buona approssimazione la durata di vita, inefficace invece per quelli imprevedibili come i cuscinetti.

2.2.4 Manutenzione su condizione – Condition Based Maintenance (CBM)

Anche conosciuta con il nome di manutenzione predittiva, si basa sulle reali condizioni operative dell'impianto o del macchinario in esame. Infatti, consiste nel monitoraggio dell'oggetto in esame al fine di intervenire solo qualvolta sia necessario. Le sostituzioni e le riparazioni vengono effettuate quando viene individuato un significativo deterioramento nello stato di funzionamento della macchina, ed in gran parte durante le fermate programmate dell'impianto. Non sorprende il fatto che questa tipologia di attività intercetti la questione finanziaria. Nonostante il suo incredibile potenziale, infatti, la CBM è utile solo nell'informare in merito alle condizioni della macchina coinvolta, ma di per sé non è in grado di implementare l'affidabilità della stessa. Con il monitoraggio non si estende la vita dell'impianto e non si evita che vi siano guasti, si apprende soltanto che il processo di guasto ha avuto inizio. Risulta di fondamentale importanza adottare dunque le azioni necessarie una volta rilevati i problemi.

Scegliere la manutenzione su condizione è opportuno nei casi in cui è possibile determinare le condizioni dei beni utilizzando risorse tecnologiche, ovvero si è in grado di stimare che il processo degradante ha avuto inizio, e nei casi in cui le apparecchiature studiate sono soggette a guastarsi imprevedibilmente. Il monitoraggio viene infatti normalmente eseguito su macchine che non sono ridondanti, quando i pezzi di ricambio sono costosi o difficili da reperire e quando un guasto può causare incidenti come l'infortunio o la morte. ^{[1][2]}

2.2.5 Manutenzione preventiva

Al contrario di quanto l'interpretazione letterale del termine potrebbe far pensare, non è possibile dare una definizione univoca di cosa sia la manutenzione preventiva. Esso viene infatti utilizzato in maniera differente in letteratura, ed ha diversi significati nelle diverse aree del mondo. In alcuni casi si riferisce infatti a tutte le attività di manutenzione che possono essere attuate, includendo quindi anche le filosofie manutentive viste sopra, ma in molti altri casi invece, fa riferimento a quelle mansioni basate su intervalli temporali: da eseguire ogni giorno, dopo un certo numero di ore di funzionamento o di cicli produttivi, eccetera. Basandosi sulla seconda interpretazione può quindi essere vista come la manutenzione da eseguire, stimate le durate di vita dei componenti, prima di quando è stato previsto che avrà luogo il guasto.

Come spiegato nel paragrafo §2.2.1, intervenire sostituendo componenti basandosi esclusivamente sull'età degli stessi si rivela una strategia perdente, dal momento che la curva del tasso di guasto ripartirebbe dalla zona di mortalità infantile. La scelta della manutenzione preventiva risulta dunque efficace per quei pezzi di cui è possibile stimare con certezza la durata e per i quali il rischio di rottura supera quello di guasto nella fase iniziale della loro vita.

2.2.6 Manutenzione proattiva

Questo tipo di manutenzione si prefigge l'obiettivo di mantenere gli impianti attraverso operazioni quotidiane per far sì che continuino a lavorare correttamente evitando di incorrere in guasti o arresti imprevisti. La manutenzione proattiva permette di incrementare l'affidabilità dei macchinari diminuendo con anticipo le probabilità di fallimento.

2.2.7. Manutenzione di precisione

Eeguire i compiti alla perfezione per allungare la vita della macchina. In sintesi, si tratta di questo. A cambiare, è il modo in cui vengono effettuati gli interventi manutentivi. Ad esempio: allineare un motore ad una pompa utilizzando un oggetto dritto, non è un intervento di precisione. Cuscinetti, guarnizioni, alberi, saranno sottoposti a sforzi di maggiore intensità, compromettendo la durata dell'insieme. Eeguire l'allineamento utilizzando un sistema di allineamento laser, configura un intervento manutentivo di precisione.

2.2.8 Conclusione

Come precedentemente accennato, la sola manutenzione non è in grado di assicurare un aumento dell'affidabilità dell'impianto se non viene associata a continue attività di ispezione e ricerca, volte alla prevenzione del guasto, che non si limitino solamente ad analizzare le cause dell'effetto dopo che questo si è verificato. L'incremento prestazionale è un obiettivo da perseguire collettivamente per poterne garantire il raggiungimento.

Capitolo 3

Vibrazioni

Il capitolo terzo tratta i concetti base per consentire la comprensione delle vibrazioni, impegnandosi a renderli accessibili senza addentrarsi più del necessario nella trattazione analitica degli stessi. Si tenga comunque conto che il soggetto del capitolo è un fenomeno fisico, e come tale sarà introdotto.

3.1 Moto armonico

Come in genere avviene per i fenomeni fisici, anche nel caso delle vibrazioni è possibile partire da un modello semplice in grado di descrivere il comportamento alla base delle sue più complesse evoluzioni. Nel senso più generale, una vibrazione può essere identificata come un movimento periodico. Qualsiasi movimento che si ripeta ad intervalli di tempo regolari, cioè dopo un certo tempo chiamato periodo (T), si dice moto periodico. Il moto armonico è la forma più semplice di moto periodico, viene definito dalla relazione:

$$x = x_0 \sin \omega t , \quad (3.1)$$

Dove x_0 rappresenta lo spostamento massimo, denominato *ampiezza* della vibrazione; ω è la pulsazione, si misura in radianti al secondo.

Per $t \omega = 2 \pi$, l'intervallo di tempo è uguale al *periodo* T , per cui:

$$T = \frac{2\pi}{\omega} . \quad (3.2)$$

Il reciproco del periodo prende il nome di *frequenza*.

$$f = \frac{1}{T} = \frac{\omega}{2\pi} \quad (3.3)$$

Viene espressa in cicli al secondo (cps) o Hertz (Hz).

Derivando una prima volta l'equazione (3.1) si ottiene la *velocità*, derivandola una seconda, l'*accelerazione*.

$$\frac{dx}{dt} = \omega x_0 \cos \omega t \quad (3.4)$$

$$\frac{d^2x}{dt^2} = -\omega^2 x_0 \sin \omega t \quad (3.5)$$

Il valore massimo della velocità corrisponde a $x_0 \omega$, mentre quello dell'accelerazione è $x_0 \omega^2$.

Due onde, e quindi due vibrazioni, si dicono sfasate di un certo angolo φ (denominato *angolo di fase*), quando sono rappresentate dalle equazioni:

$$x_1 = a \sin \omega t \quad (3.6)$$

$$x_2 = b \sin(\omega t + \varphi)$$

Se le pulsazioni fossero differenti l'angolo di fase non avrebbe più significato. ^[3]

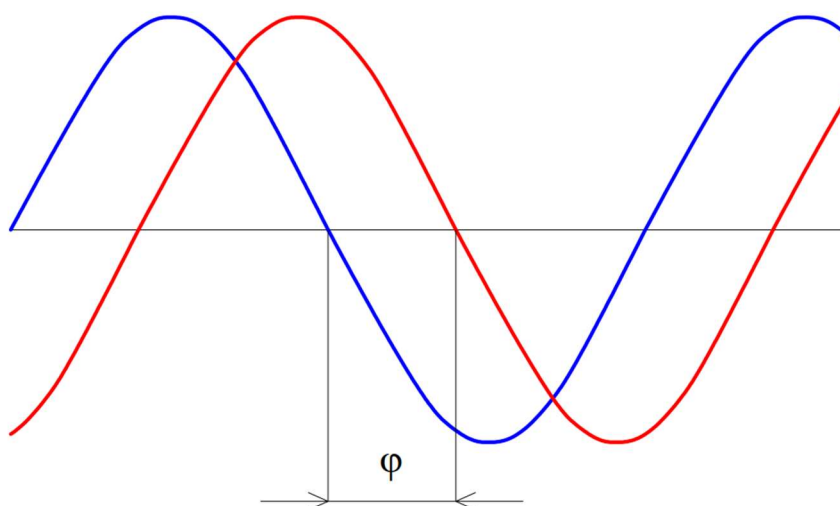


Figura 3.1 – Sfasamento tra due curve di un angolo di fase φ

3.2 Sistemi ad un grado di libertà

Per affrontare lo studio delle vibrazioni, così come accade per molti fenomeni fisici, è buona prassi partire dallo studio di un modello molto semplice che descriva, almeno qualitativamente, il comportamento di sistemi più complessi. Infatti, l'importanza pratica dei modelli semplificativi sta nel fatto che spesso possono essere utilizzati per analizzare il comportamento di quelli più articolati: sistemi a molti gradi di libertà e talvolta anche continui, sono riducibili, adottando idonee ipotesi semplificative, ad una serie di sistemi indipendenti ad un grado di libertà.

Affinché la vibrazione abbia luogo, è necessario che vi sia un continuo scambio di energia. Il sistema deve essere in grado di immagazzinarla nelle sue due forme (energia cinetica e potenziale per i sistemi meccanici) e consentirle di trasferirsi da una all'altra. Gli oscillatori meccanici più semplici sono il pendolo ed il sistema massa-molla. Essi, hanno rappresentato per secoli non solo un modello, ma un vero e proprio paradigma, utilizzato per l'interpretazione del comportamento oscillatorio dei sistemi reali. Nel caso particolare delle vibrazioni, l'archetipo è il modello massa-molla-smorzatore, dal momento che esistono fenomeni dissipativi per cui, ad ogni ciclo di vibrazioni, l'energia del sistema viene parzialmente dissipata sotto forma di calore. In assenza di stimoli capaci di mantenere il moto, le vibrazioni tendono a diminuire, poiché la loro ampiezza si riduce nel tempo fino all'arresto del sistema. In termini estremamente concisi, la vibrazione all'interno delle macchine può essere definita

come lo spostamento di un componente da un punto ad un altro rispetto alla posizione di equilibrio iniziale.

3.2.1 Sistema massa-molla-smorzatore

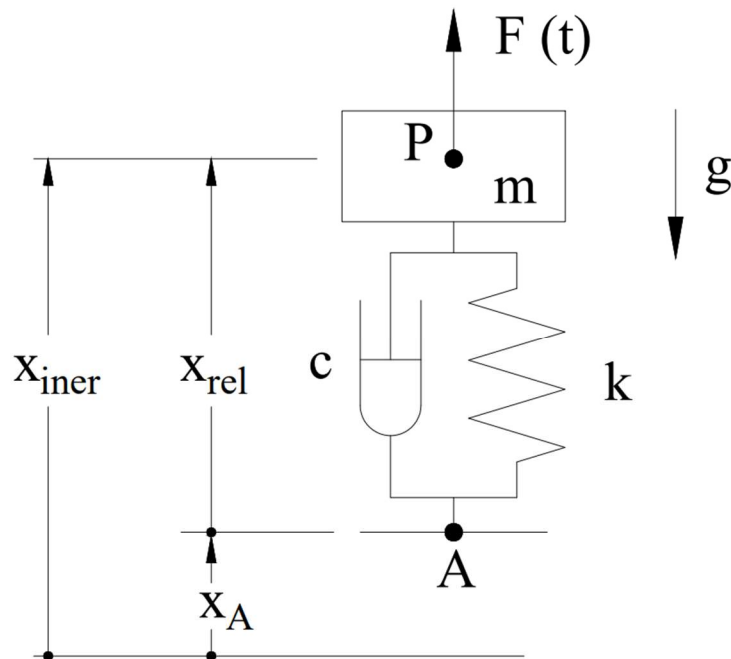


Figura 3.2 – Sistema massa-molla-smorzatore. La coordinata x per lo studio del moto del punto P può essere espressa in un sistema di riferimento inerziale o può essere uno spostamento relativo.^[4]

Si consideri l'oscillatore meccanico lineare ad un grado di libertà rappresentato in Figura 3.2. Si assuma che il sistema sia staticamente stabile, ovvero che, se spostato dalla propria posizione di equilibrio, esso tenda a tornarci. Tale sistema è costituito da:

- Una massa puntiforme m ;
Su tale massa può agire una forzante funzione del tempo $F(t)$ e il punto di vincolo A può muoversi in direzione x con storia temporale $x_A(t)$.
- Una molla lineare di rigidezza k positiva $\left[\frac{N}{m}\right]$;
- Uno smorzatore viscoso che introduce nel sistema una forza di modulo proporzionale alla velocità relativa dei suoi estremi attraverso il coefficiente di smorzamento identificato con $c \left[\frac{Ns}{m}\right]$, la cui direzione è opposta a quella della velocità relativa:

$$F_d = -c\dot{l} \tag{3.7}$$

Quando il coefficiente di smorzamento c è positivo, lo smorzatore dissipa energia facendo decadere nel tempo l'ampiezza delle vibrazioni.

- Sia g l'accelerazione gravitazionale, l_0 la lunghezza iniziale della molla.

Trattandosi di un sistema lineare, l'accelerazione gravitazionale g e la lunghezza iniziale della molla l_0 , sono in grado, così come tutte le forze costanti, di influenzare la posizione di equilibrio statico del sistema, ma non il suo comportamento dinamico. L'equazione di equilibrio dinamico che descrive il comportamento libero del sistema (cioè in assenza di sollecitazioni esterne agenti su di esso) scritta con riferimento alla coordinata inerziale x è:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = c\dot{x}_A(t) + kx_A(t) + F(t) \quad (3.8)$$

Questa, esprime il moto del punto P con riferimento al suo spostamento rispetto al punto di equilibrio statico $x=0$ caratterizzato da $F=0$ e $x_A=0$. La (3.8) stabilisce che la forza d'inerzia debba essere in equilibrio con la somma della reazione elastica della molla, della forza dovuta allo smorzatore e delle forze esterne, in ogni istante.

Talvolta, può risultare di maggiore utilità esprimere la posizione del punto P con riferimento al punto A, in particolare quando l'eccitazione del sistema è prodotta dal moto del punto di vincolo. In tal caso, l'accelerazione assoluta del punto P viene espressa come $\ddot{x} + \ddot{x}_A$. Trascurando i termini costanti (poiché contribuiscono solo allo spostamento dell'equilibrio statico), l'equazione del moto diventa:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = -m\ddot{x}_A + F(t) \quad (3.9)$$

Sommando la soluzione generale dell'equazione omogenea associata ad un integrale particolare, è possibile ricavare la soluzione generale della (3.8) o della (3.9). Le due differiscono infatti solamente per il modo in cui si è preso in considerazione il punto di vincolo. Inoltre, essendo le loro parti omogenee identiche, risulta indifferente anche quale delle due si sceglie di utilizzare nello studio del comportamento libero del sistema. Concludendo, si osservi che per ottenere una soluzione unica, essendo l'equazione del moto un'equazione differenziale del secondo ordine, è necessario imporre due condizioni sui valori iniziali. ^[4]

3.3 Vibrazioni nei sistemi rotanti

Per ogni macchina rotante esiste una parte di forza che effettua il lavoro che agisce sulla massa della macchina stessa. Dal momento che nessuna struttura è perfettamente rigida, qualsiasi forza agente su di essa darà luogo ad un movimento periodico della massa attorno al suo punto di equilibrio: la vibrazione. La vibrazione nelle macchine non può essere evitata. Ne consegue la sua accettazione passiva fino ad un certo livello di soglia ritenuto ammissibile. Per fronteggiare questa realtà, i macchinari soggetti a vibrazioni vengono progettati per convivervi per il più lungo periodo di tempo tecnicamente possibile.

Il movimento ciclico protagonista del fenomeno vibrazionale può essere descritto e misurato attraverso tre parametri: velocità, accelerazione, spostamento. Prima di passare alla descrizione di

queste tre unità di misura, si introducono più dettagliatamente i concetti di ampiezza, frequenza, periodo, a cui si è fatto riferimento anche nei paragrafi precedenti.

3.4 Il linguaggio delle vibrazioni

La Figura 3.3 mostra la relazione tra i termini utilizzati nella descrizione delle onde sinusoidali e il loro significato grafico.

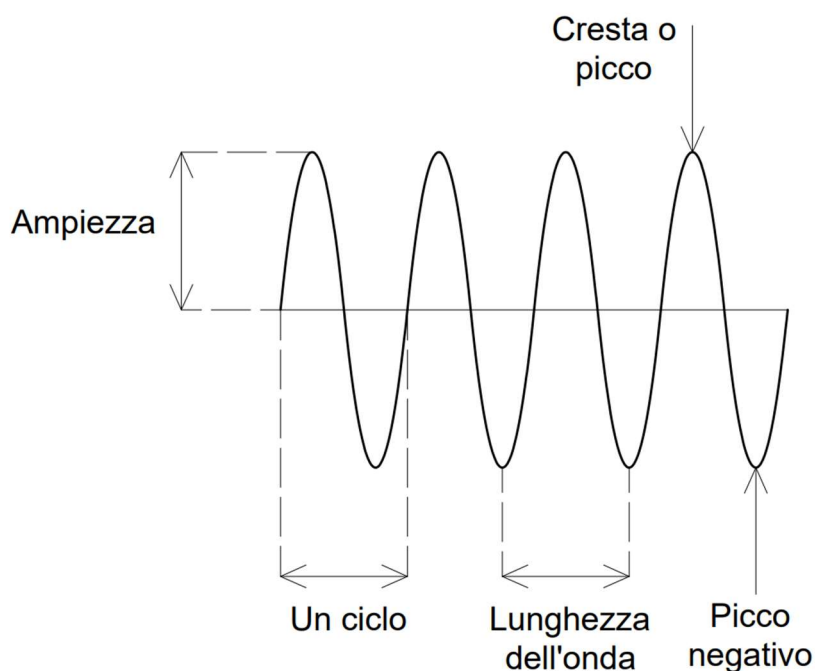


Figura 3.3 – Terminologia utilizzata per la descrizione delle forme d'onda ^[5]

3.4.1 Ampiezza

L'ampiezza descrive l'entità della vibrazione. Esistono diversi valori a cui tipicamente si fa riferimento in relazione alle forme d'onda, e sono:

- Il livello di picco (0-P): Il valore del picco è dato dalla massima distanza raggiunta dalla cresta dell'onda sinusoidale rispetto allo zero, considerata verso l'alto o verso il basso senza distinzione.
- Il valore picco-picco (P-P): Indica l'escursione massima dell'onda considerata partendo dal valore di picco negativo fino a raggiungere quello positivo, corrispondente cioè alla cresta dell'onda in considerazione. ^[1]
- Valore medio efficace o valore quadratico medio (Root Mean Square – RMS): A differenza dei valori di picco, il valore d'ampiezza RMS costituisce una rappresentazione dell'energia totale del segnale. Si rivela molto importante in virtù del fatto che tiene in considerazione l'analisi di tipo storico-temporale dell'onda e fornisce al contempo un valore di ampiezza direttamente correlato al contenuto di energia, è cioè alle capacità distruttive della vibrazione. Poiché si riferisce alla quantità di energia media contenuta nella forma d'onda, l'idea è che

l'aumento del valore medio efficace comporta l'aumento delle vibrazioni della macchina, facendo sospettare l'insorgenza di problemi. In realtà, esistono numerosi casi in cui le vibrazioni aumentano anche in assenza di una correlazione tra l'aumento stesso e problemi meccanici. Si calcola come:

$$RMS = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T x^2(t) dt} . \quad (3.1) \text{ [6]}$$

Quando si ha a che fare con una curva sinusoidale pura, è possibile calcolare il valore efficace (o radice quadrata media tradotto letteralmente dall'inglese), moltiplicando il valore di picco per 0.707, ottenendo come risultato 7.07. Nella maggior parte dei casi reali le curve sinusoidali non sono pure.

3.4.2 Frequenza (F)

La frequenza descrive quanto spesso si verifica un evento in un periodo di tempo. Nel caso delle vibrazioni, ci si riferisce al numero di volte che un ciclo di movimento viene completato in un secondo. L'unità di misura adottata nella misurazione della frequenza è l'hertz (*Hz*). In modo analogo, ci si riferisce alla frequenza in termini di cicli per secondo, abbreviato come *cps*.

3.4.3 Periodo (T)

Il periodo rappresenta la quantità di tempo richiesta per completare un ciclo. Può essere calcolato impiegando semplici formulazioni matematiche partendo dalla frequenza, oppure dedotto dal grafico della forma d'onda. Il periodo si misura in secondi o in millisecondi.

$$T [s] = \frac{1}{F [Hz]} . \quad (3.2)$$

Conoscere il periodo risulta utile dal momento che può essere spesso necessario passare da periodo a frequenza e viceversa: noto il tempo che un evento richiede per compiersi, può risultare utile stabilire quanto spesso l'evento si verifichi. Lo stesso vale per il contrario. Si osservi inoltre che all'aumentare della frequenza il periodo diminuisce.

3.5 Analisi delle vibrazioni

Le vibrazioni generate dalle macchine rotanti appartengono ad una tipologia di moto definito *deterministico*, cioè studiabile partendo dall'evidenza. Trattandosi di un moto oscillatorio periodico, l'analisi delle ricorrenze ne consente la determinazione. Lo stesso naturalmente non vale per le vibrazioni casuali, dovute a moti oscillatori non periodici, per cui si rende necessaria l'adozione di un processo stocastico. [6]

Per quanto riguarda la presente tesi l'attenzione è volta all'analisi delle vibrazioni di macchinari rotanti, determinabili analiticamente (moto deterministico).

La descrizione della vibrazione può essere effettuata nel dominio del tempo ed in quello della frequenza; Per il caso in esame che verrà presentato dettagliatamente nel capitolo successivo, verranno considerati entrambi i domini poiché ciascuno di essi fornisce informazioni potenzialmente essenziali sullo stato di salute della macchina.

I tre parametri veicolo nello studio del fenomeno vibratorio cui sono sottoposte le macchine sono: lo spostamento, la velocità e l'accelerazione. Essi sono direttamente misurabili impiegando differenti tipologie di sensori e la scelta di quale di tali aspetti valutare, dipende dall'indagine che si sta conducendo.

3.5.1 Spostamento

Lo spostamento è la distanza percorsa da una massa. Descrive il movimento in termini di distanza, quindi, quando si ha a che fare con elementi meccanici o con i loro supporti, lo spostamento è indice della deformazione delle strutture o della flessione di organi rotanti. Si misura tipicamente in micrometri, comunemente chiamati micron (μm). Nelle macchine rotanti poi, il valore dello spostamento si riferisce alla distanza totale percorsa dall'albero, e viene misurato attraverso sonde di prossimità capaci di rilevare la distanza tra la parte fissa e quella rotante. Essendo maggiormente sensibile alle basse frequenze, e risultando quindi più elevato a queste, si sceglie di monitorare lo spostamento quando si ha a che fare con macchine che lavorano a velocità ridotte, vale a dire per vibrazioni sotto i 600 CPM (10 Hz). Gli spostamenti degni di nota in un sistema meccanico si hanno infatti alle basse frequenze. Sebbene nello studio generale delle vibrazioni possa non rivestire grande importanza, nei casi specifici come quello che verrà dettagliato in seguito, concentrarsi sullo spostamento può rivelarsi fondamentale. Esso, infatti, può rilevare l'esistenza di piccoli giochi meccanici tra i componenti di una macchina: questo genere di spostamenti si verifica di solito alla frequenza di rotazione dell'albero, che è anche la più rilevante in relazione al fenomeno dello sbilanciamento. Un tipico caso in cui si fa ricorso all'indagine dello spostamento, è proprio quello in cui si vuole eseguire il bilanciamento della macchina.

3.5.2 Velocità

La velocità descrive quanto rapidamente una massa si muove nello spazio. Tecnicamente, rappresenta il tasso di variazione dello spostamento. Essa è un indice della severità della vibrazione: quando le macchine o i loro componenti sono sottoposti ad alti livelli di vibrazioni misurati in relazione alla velocità, significa che sono sottoposti a fatica. Sebbene la fatica non sia necessariamente dovuta alle vibrazioni, esse rappresentano il modo più comune attraverso il quale le macchine vengono sottoposte

a carichi di tensione ripetuti nel tempo. Tale meccanismo è noto per la sua capacità di innescare fenomeni di danneggiamento a fatica. L'unità di misura è il millimetro al secondo ($\left[\frac{mm}{s}\right]$). Talvolta si parla anche di giri al minuto o rpm (*round per minute*). Riferirsi alla velocità è proficuo per la maggior parte dei macchinari che costituiscono gli impianti, infatti, può essere usata per un vasto range di frequenze, dai 2 ai 2000 Hz, e di velocità, dai 120 ai 120000 cpm. Proprio in virtù di ciò, la velocità è il parametro più utilizzato nella misurazione delle vibrazioni delle macchine rotanti con cuscinetti volventi e per i controlli di manutenzione. Inoltre, l'organizzazione internazionale degli standard (*International Standards Organization – ISO*), che stabilisce le unità di misura accettabili con riferimento alla misurazione delle vibrazioni per le macchine, suggerisce di riferirsi alla velocità in termini di RMS. Come visto al paragrafo §3.4.1, il *root mean square* fornisce informazioni sulla quantità di energia contenuta nella vibrazione, mentre i picchi danno un'indicazione più precisa dell'intensità della stessa. Ad una velocità elevata misurata in RMS, corrispondono normalmente problematiche di maggiore entità rispetto alla stessa misurata riferendosi al picco; le norme internazionali in materia di vibrazioni utilizzano questo metro di misura in relazione alla velocità e ne raccomandano l'utilizzo.

3.5.3 Accelerazione

L'accelerazione è il tasso di variazione della velocità: esprime quanto velocemente sta aumentando o diminuendo la velocità della massa. Viene misurata in g (dove g equivale a 9,810 metri al secondo al quadrato), oppure in valori medi efficaci (RMS). L'unità di misura è il millimetro al secondo quadrato ($\left[\frac{mm}{s^2}\right]$). L'accelerazione è maggiormente sensibile alle elevate frequenze, a basse velocità vi sono piccole accelerazioni. Normalmente, viene infatti utilizzata per macchine che lavorano a velocità superiori ai 10000 rpm e per effettuare analisi a frequenze elevate, ad esempio per indagare sulle forze esistenti che sottopongono a fatica il materiale. Alcune applicazioni possibili sono: controlli dei cuscinetti a sfere, controlli sui denti degli ingranaggi o delle palette delle turbine.

3.5.4 La relazione tra i parametri

La conoscenza trasversale di questi fattori riveste notevole importanza nello studio delle vibrazioni dal momento che, ciascuno di essi, può essere più o meno utile in base a ciò che si indaga. Infatti, lo spostamento, la velocità e l'accelerazione, sono in grado di fornire informazioni diverse sullo stato della macchina e vengono studiati per determinare la severità della vibrazione. Sebbene l'ampiezza possa, a grandi linee, fornire un'indicazione della gravità della situazione, è quando viene letta in associazione ad accelerazione, velocità e spostamento, che consente di definire lo stato di salute del macchinario e quali tecniche di analisi dei dati sia conveniente utilizzare. La scelta opportuna del parametro da considerare è importante tanto quanto quella del sensore da utilizzare e delle frequenze

in analisi. Questi tre aspetti sono legati alla velocità della macchina, al tipo di cuscinetti e alle modalità di guasto dei componenti della macchina. Dunque, a quale riferirsi?

- Spostamento: moto con frequenza inferiore ai 10 Hz (600 cpm);
- Velocità: tra i 10 Hz (600 cpm) e i 1000 Hz (60 kcpm);
- Accelerazione: oltre i 1000 Hz (60 kcpm).

Dal momento che la maggior parte delle macchine rotanti opera nel range dei 10-1000 Hz, la velocità rappresenta il parametro più utilizzato nella misurazione ed analisi delle vibrazioni. ^[5]

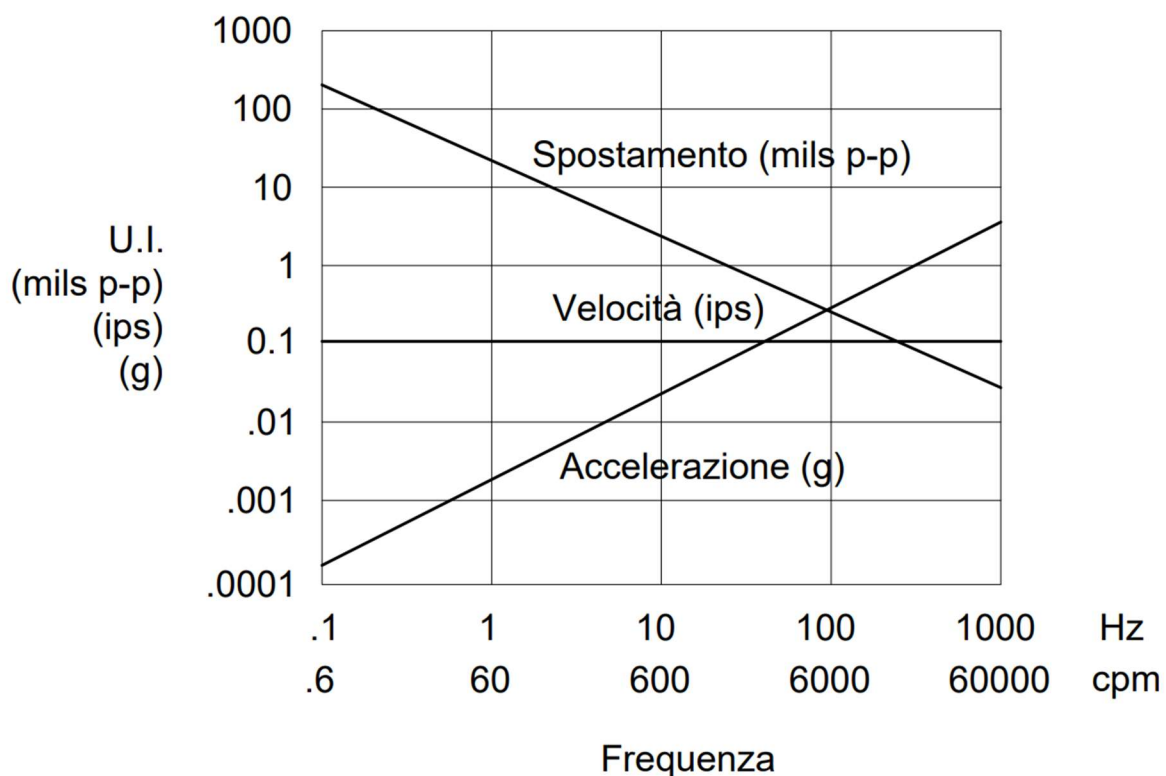


Figura 3.4 – Relazione tra spostamento, velocità e accelerazione a velocità costante. U.I., unità ingegneristiche. Adattata ^[5]

3.6 La vibrazione complessa

Nella precedente parte di trattazione, il fenomeno vibratorio è stato discusso in termini di vibrazione semplice, vale a dire considerando come vibrante un singolo elemento, che produceva di conseguenza un solo spettro. Per quanto riguarda le situazioni reali però, quasi sempre le vibrazioni non sono di così chiara e immediata leggibilità. In una macchina, infatti, i componenti vibranti sono molteplici: pulegge, ingranaggi, cuscinetti e pale delle eliche di un ventilatore, sono solo alcuni esempi. Ciascuno di questi elementi vibra a modo proprio, ad una certa frequenza e ampiezza. Il risultato dato dall'insieme delle singole forme d'onda consiste in una forma d'onda complessa (Figura 3.5). ^[1]

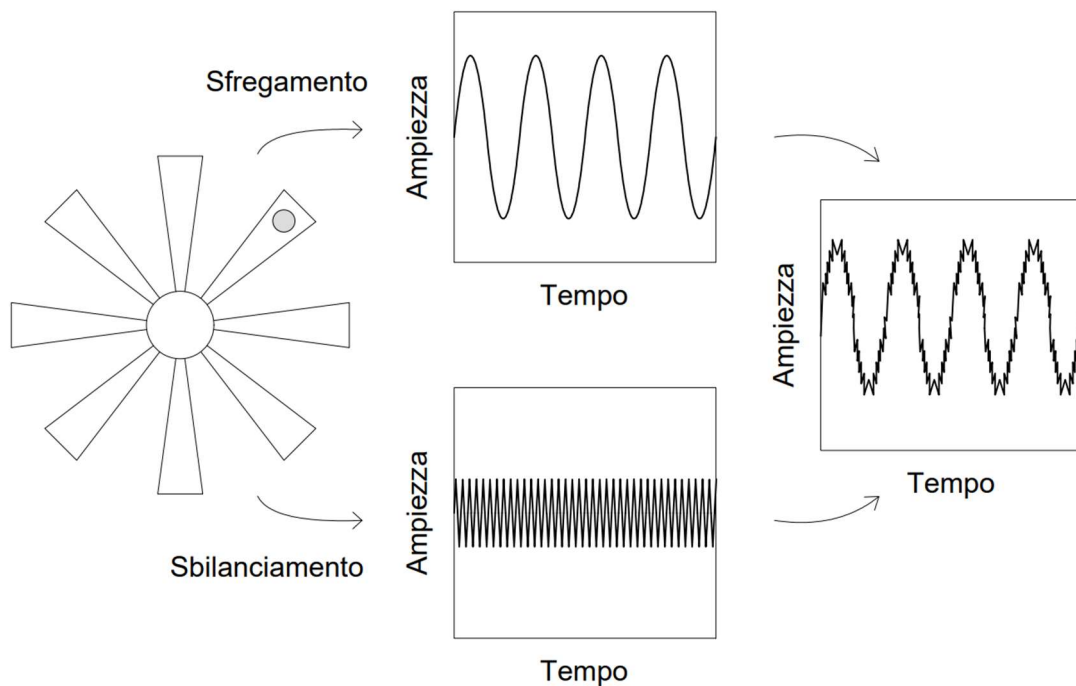


Figura 3.5 – Combinazione delle singole forme d'onda semplici in una più complessa. Sulla pala in alto a destra del ventilatore, il piccolo cerchio in grigio rappresenta una moneta, causa dello sbilanciamento dell'intero organo. Adattata ^[1].

3.6.1 Serie di Fourier

Per poter caratterizzare un segnale attraverso le sue frequenze, si utilizza l'analisi spettrale. Gli strumenti usati per trovare il contenuto frequenziale di un segnale sono lo sviluppo in serie di Fourier e la trasformata di Fourier, la prima per i segnali periodici, la seconda per quelli aperiodici.^{[15](3)}

Nel seguito della trattazione si vedrà che per rappresentare il segnale acquisito tramite grafici nel dominio di interesse (tipicamente quello delle frequenze), si utilizza l'analisi di Fourier. Dal momento che l'approfondimento della FFT (*Fast Fourier Transform*) risulta matematicamente molto articolato e piuttosto complesso, nel presente paragrafo ci si limiterà alla trattazione basilare del problema, comunque molto utile alla comprensione.

Il concetto alla base dell'analisi di Fourier è quello di esprimere i segnali come le sommatorie di componenti sinusoidali e, fatta salva qualche eccezione, tutti i segnali possono essere scomposti con questo metodo. In origine, l'analisi di Fourier fu applicata a segnali di lunghezza finita o segnali periodici (poiché la soluzione di questi ultimi è periodica con lunghezza finita equivalente al periodo). Nell'analisi delle vibrazioni delle macchine, viene utilizzata principalmente per segnali periodici, poiché corrispondono a quelli emessi da una macchina che ruota a velocità costante. Perciò, per qualunque segnale periodico $g(t)$ di periodo T , per il quale:

$$g(t) = g(t + nT) \quad (3.3)$$

Dove, se n è un numero intero, è dimostrabile che:

$$g(t) = \frac{a_0}{2} + \sum_{k=1}^{\infty} a_k \cos(k\omega_0 t) + \sum_{k=1}^{\infty} b_k \sin(k\omega_0 t) \quad (3.4)$$

Con ω_0 la frequenza angolare fondamentale espressa in radianti al secondo (rad/s, $2\pi/T$). La frequenza fondamentale espressa in Hz (f_0) corrispondente a $1/T$. Questo tipo di rappresentazione mostra le proprietà che hanno gli sviluppi in serie di segnali pari e dispari: un segnale pari può essere sviluppato in serie di soli coseni; un segnale periodico dispari si sviluppa come somma di soli seni.^{[15](3)} Il coefficiente dei termini seno e coseno può essere ricavato correlando l'ultima a $g(t)$ come segue:

$$a_k = \frac{2}{T} \int_{-T/2}^{T/2} g(t) \cos(k\omega_0 t) dt \quad (3.5)$$

$$b_k = \frac{2}{T} \int_{-T/2}^{T/2} g(t) \sin(k\omega_0 t) dt \quad (3.6)$$

Per un segnale periodico dato, la divisione nelle componenti seno e coseno dipende da un'assegnazione arbitraria di tempo zero, ma la componente totale alla frequenza $\omega_k (= k\omega_0)$ è data da:

$$a_k \cos(\omega_k t) + b_k \sin(\omega_k t) \quad (3.7)$$

Scrivibile anche come:

$$C_k \cos(\omega_k t + \phi_k) \quad (3.8)$$

Con:

$$C_k = \sqrt{a_k^2 + b_k^2}$$

$$\phi_k = \tan^{-1}\left(\frac{b_k}{a_k}\right)$$

Ciò, chiarisce il fatto che la sinusoide ha ampiezza costante con angolo di fase corrispondente a quello definito arbitrariamente al tempo zero; un tempo diverso da zero influenzerebbe soltanto la fase iniziale ϕ_k .

L'espressione (3.8) può essere anche scritta come:

$$\frac{C_k}{2} \{ \exp[j(\omega_k t + \phi_k)] + \exp[-j(\omega_k t + \phi_k)] \} \quad (3.9)$$

Che può essere interpretata come due vettori rotanti, ciascuno di lunghezza $C_k/2$, uno rotante alla frequenza angolare ω_k con fase iniziale ϕ_k , e l'altro rotante con frequenza angolare $-\omega_k$ con fase iniziale $-\phi_k$, come rappresentato in Figura 3.6.

Utilizzando questa interpretazione dell'analisi di Fourier rappresentando $g(t)$ come somma di vettori rotanti, si può giungere ad una forma alternativa della (3.4), cioè:

$$g(t) = \sum_{k=-\infty}^{\infty} A_k \exp(j\omega_k t) \quad (3.10)$$

Dove i coefficienti A_k sono ora complessi ed incorporati nello spostamento di fase nella forma:

$$A_k = \frac{C_k}{2} \exp(j\phi_k) \quad (3.11)$$

L'equazione per il calcolo dei coefficienti A_k (analogamente alle equazioni (3.5) e (3.6)) diventa:

$$A_k = \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{T/2} g(t) \exp(-j\omega_k t) dt \quad (3.12)$$

L'interpretazione fisica di quanto visto, è che la moltiplicazione per $\exp(-j\omega_k t)$ sottrae la frequenza angolare ω_k da ciascun componente, significando che, quella originariamente rotante a ω_k , è bloccata alla posizione che aveva all'istante zero mentre tutti gli altri componenti sono ancora in rotazione a qualche altro multiplo di ω_k (che sia positivo o negativo) e perciò si integrano in zero rispetto al tempo periodico. Dunque, ogni componente della frequenza A_k rappresenta la posizione (ed il valore) del vettore rotante al tempo zero e perciò, per ottenere la sua posizione a qualunque istante t diverso da zero, è necessario farlo ruotare alla frequenza angolare ω_k moltiplicando per $\exp(-j\omega_k t)$. Sommando quindi tutte le componenti di frequenza si ottiene l'equazione (3.10).^[8]

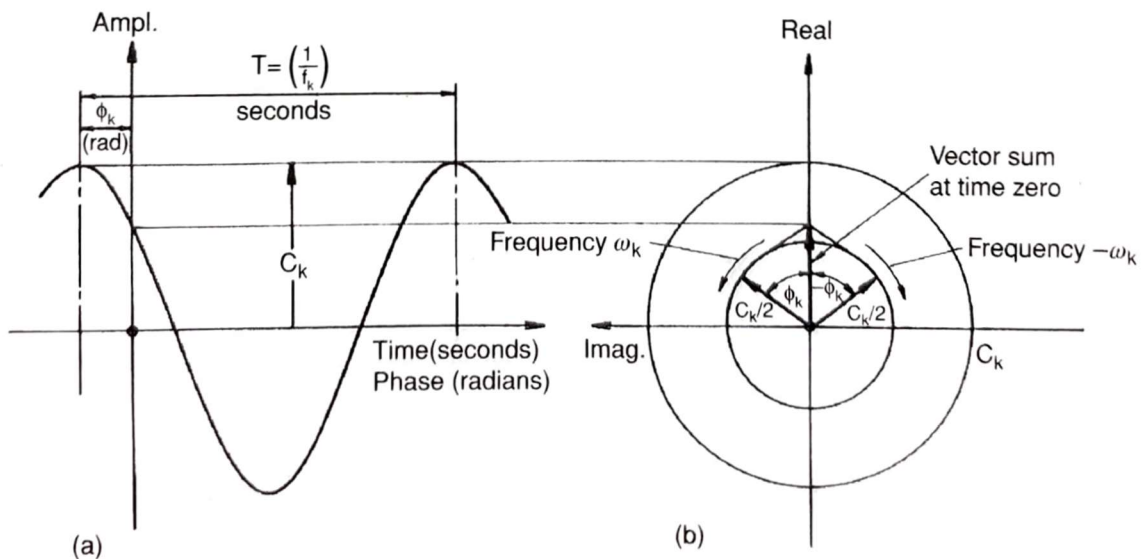


Figura 3.6 – Rappresentazione di una sinusoida come somma di due vettori rotanti (Courtesy Brüel & Kjør).^[8]

Prima di concludere l'approfondimento a proposito delle serie di Fourier come somma di vettori rotanti ciascuno di ampiezza pari alla metà della sinusoida corrispondente (cioè $C_k/2$) ma aventi uno spettro bilaterale nel quale ciascun componente di frequenza positiva è accompagnato dal suo coniugato complesso di frequenza negativa, è possibile osservare che lo stesso risultato può essere ottenuto mantenendo i componenti a frequenza positiva e duplicando la loro lunghezza di C_k prendendone in seguito la proiezione di ciascun vettore sugli assi reali. Quanto appena visto è raffigurato nell'immagine 3.7.^[8]

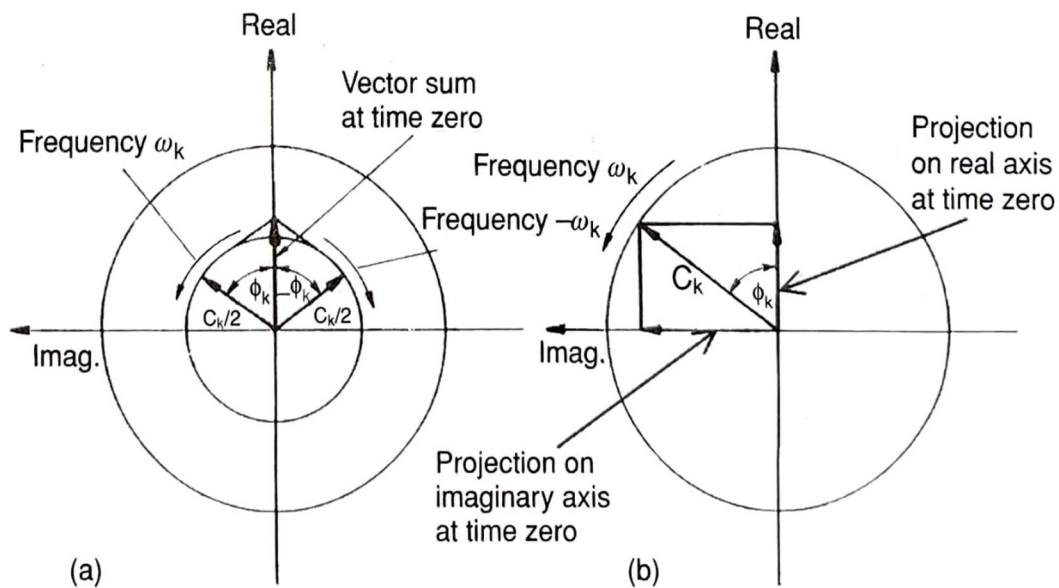


Figura 3.7 – Equivalenza della somma vettoriale dei componenti di frequenza positiva e negativa e proiezione sull'asse reale di un componente di frequenza positiva (b); (Courtesy Brüel & Kjær).^[8]

3.6.2 Introduzione allo spettro e cenni di campionamento

Si basa sullo spettro l'intera disciplina della diagnostica della salute delle macchine in relazione alle vibrazioni. Come esplicitato sopra, due o più forme d'onda semplici possono sovrapporsi generandone una più complessa. Graficamente, questo risultato viene rappresentato attraverso lo spettro. Esso, permette di scomporre la forma d'onda finale nelle sue singole componenti attraverso la *trasformata rapida di Fourier* (*Fast Fourier Transform*, abbreviato come *FFT*) e permette di visualizzarle su un grafico nel dominio della frequenza. La FFT viene utilizzata per calcolare in modo più efficiente un particolare tipo di trasformata di Fourier, cioè la *trasformata discreta di Fourier* (*Discrete Fourier Transform*, *DFT*). Ai fini della comprensione di quanto seguirà risulterebbe superfluo approfondire la trattazione matematica; basti sapere che la trasformata di Fourier, è una trasformata integrale che consiste in un operatore che trasforma una funzione in un'altra funzione mediante un processo di integrazione. Deve il suo nome al matematico che la sviluppò, Jean Baptiste Joseph Fourier. Essa, viene calcolata per un segnale campionato. Il processo di campionamento consiste nel registrare l'ampiezza di un'onda ad un determinato istante e generare successivamente una curva partendo dai punti registrati; esso permette di discretizzare la variabile tempo. I dati dei punti campionati digitalmente sono utilizzati per ricostruire la forma d'onda che, originariamente, era in forma analogica. La conversione analogico-digitale è un processo in due fasi che consente di trasformare un segnale continuo in un segnale discreto nei tempi e nelle ampiezze. La criticità principale della pratica di campionamento è data da un fenomeno che prende il nome di *aliasing*. Ciò, si verifica quando alcune componenti a frequenza spettrale maggiore si sovrappongono a frequenze più basse impedendo la corretta riproduzione delle prime. L'*aliasing* può essere parzialmente contrastato applicando appositi filtri. Dal momento che la curva digitale deve essere rappresentativa di quella

analogica, è importante che i campioni raccolti consentano di replicarla in maniera identica. Per fare ciò, ci si avvale del teorema del campionamento di Nyquist-Shannon, che afferma che per campionare correttamente un segnale, cioè senza perdita di informazioni, è sufficiente campionarlo con una frequenza di campionamento pari almeno al doppio della massima frequenza del segnale, detta anche frequenza di Nyquist. Nella pratica, quanto previsto dal teorema si rivela quasi sempre insufficiente per ricostruire adeguatamente il segnale. Gli strumenti utilizzati per la raccolta dati sono progettati e costruiti con filtri anti-aliasing che permettono il passaggio delle frequenze più basse, bloccando invece quelle più elevate. I filtri rimuovono le vibrazioni nel segnale analogico che posseggono una frequenza maggiore della metà della frequenza di campionamento.^[16]

Tornando allo spettro, esso rende possibile passare dall'analisi di un grafico di tipo ampiezza-tempo ad uno ampiezza-frequenza. Inoltre, come scritto sopra, considerando ad esempio un ventilatore ed i suoi elementi (una puleggia, un cuscinetto e le pale dell'elica), le vibrazioni simultanee dei tre che risultano sovrapposte nel processo di acquisizione dei dati, divengono leggibili separatamente grazie allo spettro e alla trasformata di Fourier, si veda a titolo esemplificativo la Figura 3.7.

Questo potente strumento permette di passare da una semplice analisi vibrazionale alla formulazione di una diagnosi delle condizioni della macchina (nel sottocapitolo seguente (§3.6.2) viene esemplificata la relazione esistente tra picchi e difetti). La frequenza comunica la fonte della vibrazione, l'ampiezza ne indica la severità. La rilevanza del concetto risiede nel fatto che, ricavato lo spettro d'interesse, sia possibile correlare un particolare componente della macchina in esame ad una specifica frequenza.

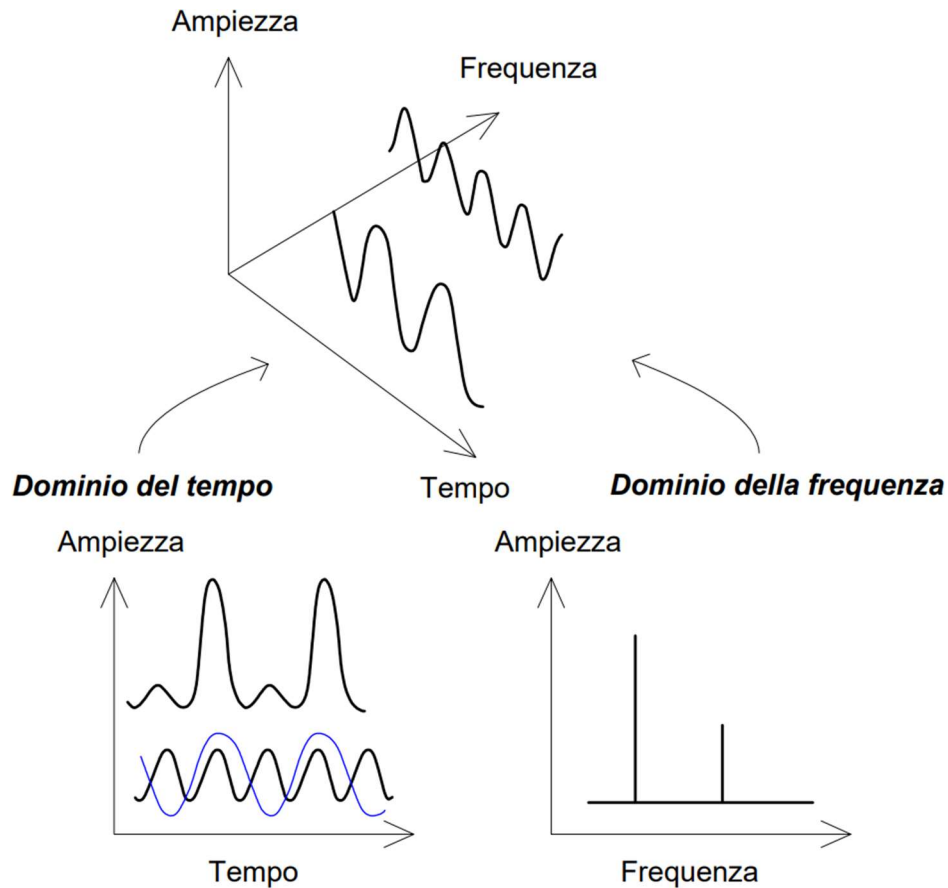


Figura 3.7 – Passaggio dal dominio del tempo a quello della frequenza tramite la trasformata di Fourier. Nella rappresentazione sopra, il fenomeno viene spiegato come una rotazione della vista ed un cambio d'asse delle ascisse.

Nonostante il tema della frequenza e delle sue unità di misura sia stato affrontato nel capitolo precedente (cicli al secondo o Hertz), è stata volontariamente tralasciata una terza unità di misura, nonché quella più utile in termini di semplificazione della trattazione: gli ordini.

3.6.3 Ordini

Il vocabolo utilizzato per esprimere la frequenza in multipli della velocità di funzionamento è: *ordini*.

Semplificare l'argomentazione affrontando le vibrazioni in termini di ordini è possibile riferendosi alla velocità di rotazione dell'albero della macchina. Mentre quando si parla di Hertz si intende *giri al secondo*, quando si parla di ordini si intende *un certo valore moltiplicato per la velocità di rotazione dell'albero*. Per chiarire si utilizzerà l'esempio seguente: considerando un ventilatore costituito da otto pale e immaginando un oggetto in prossimità del ventilatore che viene colpito una volta da ciascuna pala, è possibile affermare che lo sfregamento contro l'oggetto avviene, per ciascuna rotazione completa dell'albero a cui è collegato il ventilatore, otto volte. Gli otto colpi, uno per ciascuna pala, vengono inferti all'oggetto a prescindere dalla velocità di rotazione del ventilatore, e

quindi a prescindere dalla frequenza. Lo sfregamento pala-oggetto avverrebbe, indistintamente dal numero di giri al secondo, otto volte per ogni rotazione dell'albero. In questo caso, si direbbe che le pale della ventola passano ad $8x$, intendendo $8 \times$ le rotazioni dell'albero. La semplificazione a livello di calcolo è immediata: dire $8x$ è molto più agevole rispetto a moltiplicare otto per 1750 CPM, ad esempio.

Un ulteriore vantaggio degli ordini è rappresentato dall'utilità che hanno nel cercare di individuare la fonte di un picco all'interno di uno spettro. In base alla posizione del picco, infatti, è possibile intuire quale sia la fonte vibrazionale. Un picco presente a $5x$ (cinque ordini) si può riferire al passaggio della pala dell'elica in una pompa, uno a 38 ordini può essere dato dalle barre del rotore in un motore, e così via. I picchi non sono sempre dati da numeri interi. La differenza principale è data proprio dalla sorgente della vibrazione. Picchi corrispondenti a numeri interi sono dati ad esempio dalle pale di una ventola o dalle palette dell'elica di una pompa ($5x$, $6x$, $10x$), mentre gli ordini "non interi", contenenti decimali, possono essere generati soltanto dalle vibrazioni di cuscinetti e di alberi ($3.09x$, $6.2x$, $7.3x$).

All'interno di uno spettro sono presenti tre diverse forme di energia relative al concetto di *ordini*, e sono:

- Energia sincrona: risulta come multiplo intero della velocità di funzionamento;
- Energia asincrona: data da un numero frazionario;
- Energia sub-sincrona: energia inferiore alla velocità di funzionamento.

Concludendo l'approfondimento sugli ordini, va ribadito dunque come questa unità di misura si riveli di estrema utilità. Gli ordini permettono di: facilitare il calcolo delle frequenze forzate, confrontare spettri che vengono ottenuti per diverse velocità di funzionamento (purché la differenza sia minima), e verificare l'esistenza di una relazione tra più picchi presenti in uno spettro. ^[1]

3.6.4 Frequenze forzate e risonanza

Generalmente, per qualunque sistema, esiste la possibilità che allo stesso vengano applicate delle forze esterne variabili nel tempo con una certa pulsazione, che può essere maggiore, minore o uguale alla frequenza propria del sistema. Alla generazione di queste forze, possono concorrere numerosi fattori, ad esempio: difetti degli ingranaggi, disallineamento di giunti e cuscinetti, sbilanciamento di parti rotanti, allentamenti meccanici, velocità di passaggio della barra del rotore.

Nei paragrafi precedenti, si è argomentato come, attraverso lo spettro, sia possibile separare delle forme d'onda nelle loro componenti e correlarli alla fonte della vibrazione. Le frequenze forzate consentono di individuare il nesso tra la sorgente vibrazionale e i componenti della macchina, o tra la fonte ed il difetto meccanico. In generale, è possibile affermare che le frequenze forzate permettono

di associare specifici picchi presenti nello spettro, quindi specifiche frequenze, a definiti componenti della macchina, quali pale, alberi, denti degli ingranaggi, ed anche a determinati malfunzionamenti meccanici, come usura dei cuscinetti, sbilanciamento, disallineamento, e altri.

Calcolare le frequenze forzate è possibile moltiplicando il numero dei componenti per la velocità dell'albero su cui sono montati i componenti stessi. Risulta evidente che, qualora si avesse a che fare con una macchina a più alberi, non è sufficiente conoscere quali sono i componenti che costituiscono il macchinario, ma si dovrà conoscere anche la velocità di ciascun albero.

Il concetto di frequenze forzate è centrale nell'utilizzo delle vibrazioni per la diagnosi di problemi meccanici e per attuare un piano di manutenzione efficace.

Per definire la risonanza in termini discorsivi, si può ricorrere ad alcuni esempi pratici: quando una campana viene colpita, risuona; quando le corde di uno strumento vengono pizzicate, risuonano. Il suono, per sua natura una fonte di vibrazione, che viene udito, rappresenta la frequenza naturale dell'oggetto. Ebbene, quasi tutti i componenti di una macchina posseggono le loro proprie frequenze naturali. Quando un macchinario viene azionato, vibrando, produce una certa eccitazione della frequenza naturale degli elementi che lo compongono, generando risonanza. La condizione di risonanza si verifica quando la frequenza esterna di eccitazione coincide con la frequenza propria del sistema: l'azione in fase delle due, provoca un aumento continuo e graduale dell'oscillazione che sottoporrà nel tempo la struttura a deformazioni crescenti fino ad arrivare al collasso. Alla luce di ciò, la tendenza è quella di evitare il fenomeno della risonanza per quanto possibile, tenendo in considerazione che le conseguenze potenzialmente catastrofiche della risonanza si hanno quando la stessa permane per un certo intervallo temporale. Per quel che concerne le macchine reali, le fasi più delicate inerentemente la risonanza sono quelle transitorie, ovvero le fasi di arresto o avviamento dei sistemi. Inoltre, un adeguato smorzamento, raggiungibile anche attraverso la presenza degli attriti non eliminabili, è sufficiente a ridurre l'ampiezza di oscillazione nella zona di risonanza, mitigandone gli effetti. Le ragioni argomentate pocanzi, consentono alle macchine di attraversare indenni la zona di funzionamento di risonanza, purché, tale passaggio, avvenga in un tempo sufficientemente breve.

3.7 Limiti e standard per le vibrazioni

Prima di proseguire la trattazione andando ad esplicitare quali siano le normative di riferimento nell'analisi delle vibrazioni per i macchinari, si vogliono mettere in risalto i benefici dell'adozione di questo metodo di monitoraggio in paragone ad altri. L'analisi delle vibrazioni risulta infatti essere il metodo ad oggi più utilizzato per le strategie di manutenzione su condizione degli impianti, ciò, avviene proprio per il gran numero di vantaggi che questo tipo di applicazione fornisce, ovvero:

- L'immediata reazione al cambiamento dei componenti meccanici la rende ideale sia per il monitoraggio continuo, sia per quello intermittente;

- Se paragonato ad altri metodi di indagine, ad esempio l'analisi dell'olio, che può richiedere anche diversi giorni tra la raccolta del campione e il suo studio, risulta essere molto più rapido nel fornire risposte essenziali consentendo di elaborare velocemente i campioni rilevati;
- Sottolinea in modo più specifico la correlazione causa-effetto, cioè permette di diagnosticare meglio da cosa scaturisca il difetto (tipicamente corrispondente ad un incremento delle vibrazioni);
- Esistono numerose tecniche di elaborazione del segnale che possono essere applicate, attraverso il quale è possibile ottenere indicazioni anche partendo da segnali deboli di malfunzionamento, come rumori fievoli o altri deboli sintomi.

Come già ribadito più volte in precedenza, la lettura della severità delle vibrazioni, e dunque delle ampiezze in relazione a spostamento, velocità ed accelerazione, è un utile strumento per determinare le condizioni di funzionamento della macchina. Si pone a questo punto il dilemma di stabilire fino a che punto il livello vibrazionale sia accettabile per permettere alla macchina di continuare ad operare in condizioni di sicurezza, ricordando che l'obiettivo non è determinare fino a che punto la macchina può spingersi prima che sopraggiunga il guasto, ma piuttosto ottenere un trend delle sue caratteristiche vibrazionali in grado di avvisare dell'imminenza del guasto permettendo di agire per contrastarlo prima che sia tardi. Definire dei limiti o delle tolleranze per le vibrazioni in maniera assoluta per ciascuna macchina esistente, non è possibile: sarebbe irrealistico pensare di fissare un valore oltre il quale il guasto avrà certamente luogo. Altrettanto difficile però, sarebbe anche adottare l'analisi delle vibrazioni a fini preventivi se non esistessero norme e linee guida ad assistere gli analisti nel loro lavoro.

3.7.1 Evoluzione degli standard: cenni storici

Il modo più semplice per diagnosticare la presenza di comportamenti atipici nelle macchine consiste nel confrontare i loro livelli di vibrazione con degli standard relativi alla severità delle vibrazioni.

I difetti delle macchine possono rivelarsi in maniera piuttosto diversa per macchine alternative o rotanti. L'interesse del presente documento è rivolto, in correlazione al caso studio, al comportamento delle macchine rotanti.

“I criteri operativi per stabilire il funzionamento entro limiti vibrazionali soddisfacenti sono numerosi e vari. Tra i criteri più citati, quelli degni di essere menzionati sono quelli di Rathbone, Yates, e VDI 2056 (Verein deutscher Ingenieure) con particolare riguardo per il modo in cui furono ottenuti. Entrambi i criteri di Rathbone e Yates, infatti, furono definiti a partire dai pareri soggettivi di diversi ingegneri e ispettori, seguiti poi da misurazioni dei livelli vibrazionali utilizzando strumenti di misura grossolani. Il primo, limitò la sua indagine a macchine rotanti ad una velocità massima di 500 rpm, considerando ragionevole estrapolare dalle sue curve i limiti relativi a velocità di rotazione superiori. Il secondo, Yates, produsse i suoi criteri attraverso numerosi test su installazioni di turbine marine”.^[7]

Di base, entrambi i criteri si incentravano sullo studio delle turbine a vapore, dal momento che all'epoca costituivano la tipologia di macchina più critica del tempo, ma lo studio delle macchine di Yates, installate su strutture navali più flessibili rispetto a quelle situate a terra di Rathbone, produsse limiti di tollerabilità maggiori. Nel 1957, l'Associazione degli ingegneri tedeschi elaborò a sua volta una serie di criteri nota come VDI 2056, aggiustando i livelli limite in relazione alle dimensioni e al tipo di fondazione delle macchine, dividendole in quattro classi: *Small, Medium, Large on a rigid foundation e Turbomachines (large on a flexible foundation)*. [8]

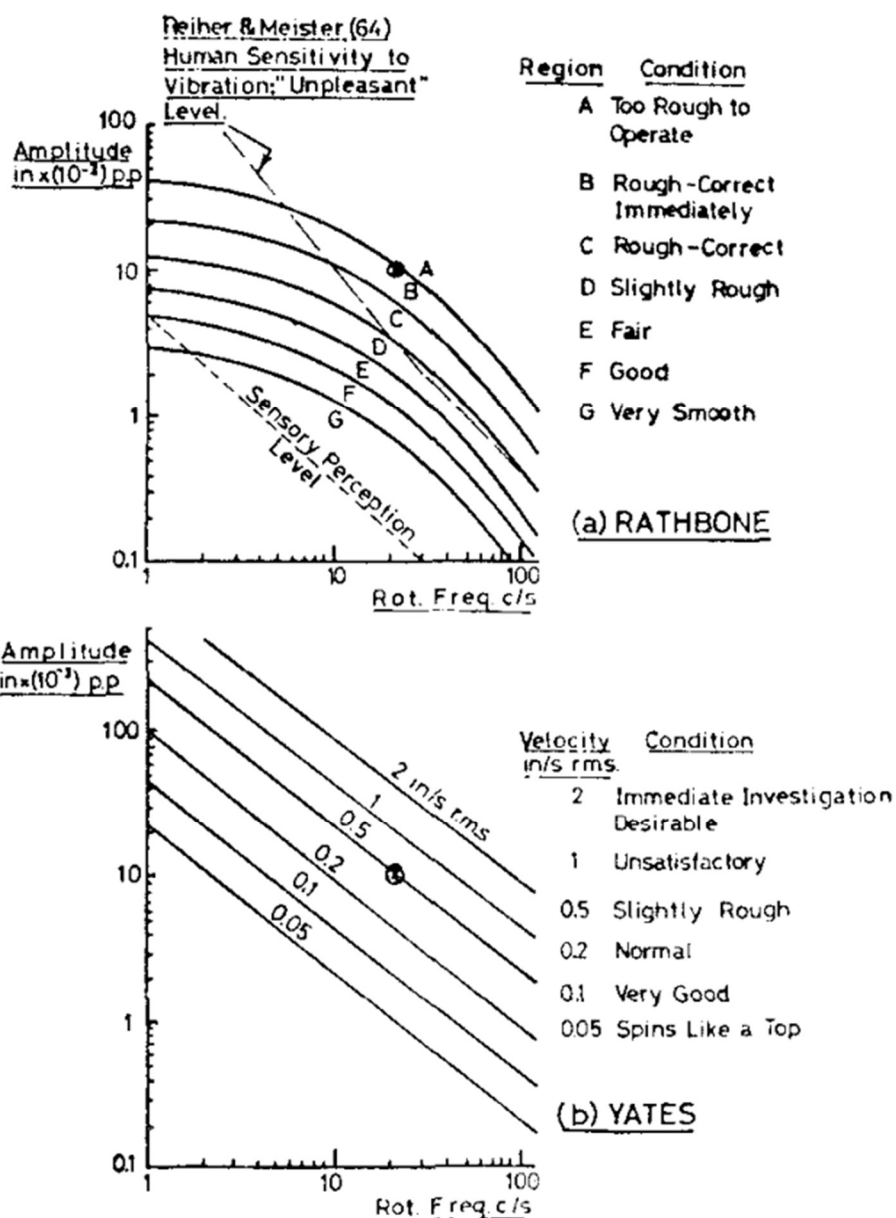


Figura 3.8 – Criteri proposti da Rathbone (a) e Yates (b) per la classificazione del livello di accettabilità delle vibrazioni. [7]

3.7.2 Normativa ISO 10816

Nel 1974 venne pubblicata la norma ISO 2372 e le relative tabelle per la definizione dei limiti di accettabilità, frutto anche delle raccomandazioni elaborate negli anni precedenti, e fu poi sostituita dalla ISO 10816, comunque molto simile alla precedente. Questa norma si occupa in maniera molto vasta delle vibrazioni delle macchine e si compone di più, ciascuna delle quali approfondisce un aspetto differente: linee guida generali, macchine industriali entro un certo range di potenza, sistemi azionati da turbine e macchine alternative oltre una certa potenza, sono alcuni esempi; nel seguito della tesi si richiameranno brevemente solo le parti rilevanti ai fini della presente trattazione, cioè quelle riferite alle macchine rotanti. Esistono infatti numerose altre norme dell'*International Standard Organization* che si occupano di questo tema, ma esulano dall'interesse di questo lavoro. Alcuni esempi sono: la norma ISO 21289:2008 - *Mechanical vibration and shock. Parameters to be specified for the acquisition of vibration data* e la ISO 18436-2 :2014 – *Condition monitoring and diagnostics of machines. Part 2: Vibration condition monitoring and diagnostics*.

Questa norma si applica a:

- Turbine a vapore con potenza fino a 50 MW;
- Sistemi di generazione a vapore con potenza superiore a 50 MW e velocità inferiore a 1500 giri/min e superiore a 3600 giri/min;
- Compressori rotativi;
- Turbine industriali a gas con potenza fino a 3 MW;
- Pompe centrifughe assiali o miste;
- Generatori, ad eccezione di quelli accoppiati a macchine idrauliche;
- Motori elettrici di ogni tipo;
- Ventilatori e soffianti.

I criteri forniti valgono per le misurazioni effettuate in situ, su cuscinetti o parti strutturali della macchina durante il funzionamento in condizioni di regime. Si riferiscono sia a prove di accettazione che al monitoraggio, continuo o meno.

Le macchine industriali vengono suddivise in quattro classi di vibrazione in relazione al tipo di macchina, alla potenza nominale o altezza d'asse, alla flessibilità del sistema di supporto. I valori limite poi, servono a stabilire se le condizioni siano cattive, accettabili o buone. Per determinare a quale classe di vibrazione appartenga un macchinario, esistono principalmente tre modi:

- 1) Confrontare con i valori limite ISO i livelli di vibrazione accettabili indicati dai fabbricanti;
- 2) Misurare il livello di vibrazione qualora risultasse ragionevolmente sicuro che la macchina stia operando in buone condizioni;
- 3) Classificare la macchina in accordo a quanto previsto dalla norma ISO 10816-1.

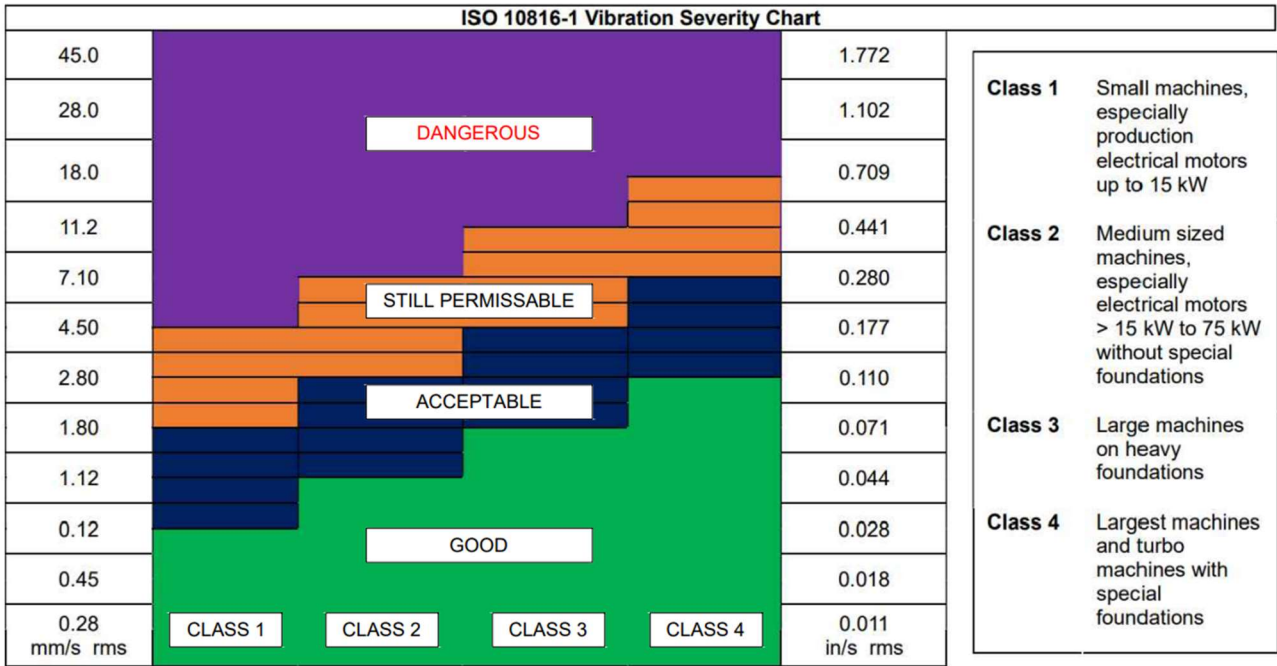
La classificazione in base al tipo di macchina e alla sua potenza nominale è la seguente:

- Gruppo 1: Grandi macchine con potenza nominale superiore a 300 kW; macchine elettriche con altezza d'asse ~ 315 mm.
- Gruppo 2: Medie macchine con potenza superiore a 15 fino a 300 kW compreso; macchine elettriche con altezza d'asse compresa tra 160 e 315 mm.
- Gruppo 3: Pompe (centrifughe, assiali, miste) e relativo motore primo separato con potenza nominale sopra 15 kW.
- Gruppo 4: Pompe (centrifughe, assiali, miste) e relativo motore primo integrato con potenza nominale sopra 15 kW.

La classificazione in funzione dei supporti considera a quale delle due tipologie appartengano: rigidi, flessibili. Si definiscono rigidi i supporti per i quali la frequenza propria del sistema macchina-supporto, nella direzione di misura, risulta maggiore del 25% della principale direzione eccitante, tipicamente coincidente con la velocità di rotazione. Quelli che non rientrano nella classificazione precedente, vengono definiti flessibili.

I criteri forniti dalla norma per la valutazione delle vibrazioni sono due: uno considera l'ampiezza delle vibrazioni nel campo di frequenze da 10 a 1000 Hz, l'altro, la variazione dell'ampiezza delle vibrazioni. Il primo criterio ha lo scopo di limitare l'ampiezza ammissibile delle vibrazioni in modo da rendere accettabili i carichi dinamici sui cuscinetti e le vibrazioni trasmesse all'ambiente circostante, cioè ai supporti e alle fondazioni. Sono previste quattro zone all'interno del quale ciascuna macchina può rientrare, zona A, B, C e D. Per ciascuna di queste si valuta il livello di vibrazione della macchina come: assimilabile a quello di macchine nuove, accettabile per un lungo periodo, insoddisfacente per il funzionamento continuo o a lungo termine, dannoso. Il secondo criterio valutativo fornisce invece una stima della variazione dell'ampiezza della vibrazione in riferimento ad un valore stabilito a priori. Un cambiamento di ampiezza rilevante, infatti, può richiedere interventi correttivi pur non raggiungendo la zona C del criterio precedente.^[9]

Tabella 3.1 – ISO 10816-1 Vibration Severity Chart



La Tabella 3.1 è una riproduzione esatta di quella contenuta all'interno della norma vigente e rappresenta, per ciascuna classe di macchine, quali siano i valori di velocità di vibrazione espressi in rms da considerare nello stabilire le condizioni del macchinario.

Tabella 3.2 – Table from ISO 10816-1: giving recommendend vibration limits for rotating machines in different classes. Class I – small machines and components (< 15 kW). Class II – medium machines without special foundations (15-75 kW). Class III – large machines on rigid and heavy foundations. Class IV – large machines on flexible foundations (turbomachines). Zones: A, good; B, allowable; C, just tolerable; D, not permissible [8]

RMS vibration velocity (mm/s)	Class I	Class II	Class III	Class IV
0.28	A	A	A	A
0.45				
0.71				
1.12	B	B	B	B
1.8				
2.8	C	C	C	C
4.5				
7.1				
11.2	D	D	D	D
18				
28				
45				

La Tabella 3.2 mostra quali sono i valori limite di vibrazione raccomandati per le macchine rotanti per le diverse classi previste.

Capitolo 4

Diagnosi di guasti e difetti: i principali

Il capitolo quarto ha l'obiettivo di definire come utilizzare lo spettro delle vibrazioni nella diagnosi di situazioni di guasto comuni.

4.1 Introduzione

Le tecniche di approccio alla diagnosi dei guasti sono principalmente tre:

- Comprendere quali siano le forze agenti sulla macchina e capire di conseguenza come potrebbero variare le vibrazioni in essa;
- Comprendere le regole alla base delle vibrazioni e procedere con un'analisi a ritroso del guasto basandosi su quanto osservato;
- Ricordare come si manifesta ciascun tipo di guasto e cercare di riconoscerlo basandosi sullo standard di pertinenza.

Risulta spesso utile adoperare tutti e tre i metodi sopracitati, osservando che spesso, nelle macchine reali, la manifestazione dei guasti attraverso la *vibration analysis* non è sempre limpida come nella teoria.

4.2 Sbilanciamento

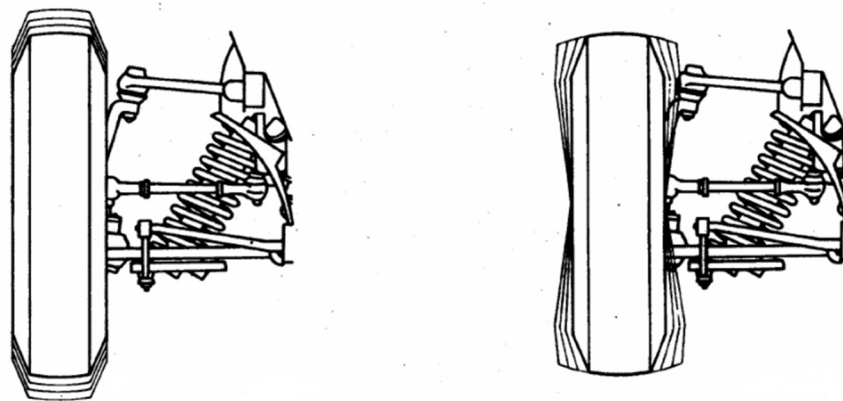


Figura 4.1 – Immagine rappresentativa dello sbilanciamento. Sbilanciamento statico, a sinistra, dinamico, a destra.

Si parla di sbilanciamento quando il baricentro di un rotore non coincide con l'asse di rotazione. Ciò, può comportare l'insorgenza di fenomeni vibratorii di intensità tale da compromettere il funzionamento della macchina. In altre parole, il centro di massa non è posizionato lungo gli assi di rotazione; è possibile immaginare che sull'albero vi sia (pur se non formalmente corretto, ma valido per la comprensione) un punto con un proprio peso (punto pesante). La sua presenza sul rotore genera

una forza centrifuga sui cuscinetti quando ruota e, questa forza, aumenta gradualmente per ciascuna rotazione del rotore. Per limitare il fenomeno e le forze centrifughe è necessario effettuare il bilanciamento della macchina disponendo le masse in modo da generare un minimo di coppie e forze di inerzia. Le forze dovute allo sbilanciamento generano stress su cuscinetti e guarnizioni, causano risonanza, accelerano l'insorgenza di problemi di allentamento. Queste ultime problematiche elencate possono essere risolte attraverso la manutenzione di precisione: le macchine bilanciate attraverso tecniche di precisione sono nettamente più affidabili delle altre. Il bilanciamento di precisione ricopre un ruolo molto importante quando si ha a che fare con macchine rotanti che lavorano ad elevate velocità, poiché, in tali condizioni, le forze in gioco risultano essere ancora più influenti. La forza generata si riferisce al quadrato della velocità, ragion per cui le macchine rotanti ad elevata velocità possono essere sottoposte a forze di sbilanciamento enormi; per questo motivo non è assolutamente ammissibile che tale situazione si verifichi, ciò comporterebbe situazioni di rischio non solo per la macchina e la produzione ma, molto peggio, per le persone. In generale, il bilanciamento può essere effettuato nel momento della realizzazione del rotore o in quello del montaggio, e viene periodicamente ripetuto qualora il rotore si usuri sensibilmente o subisca distorsioni a causa di un uso scorretto.

Tipicamente si parla di bilanciamento *statico* o *dinamico*. Il bilanciamento statico di un rotore consiste nel portarne il baricentro sull'asse di rotazione in modo da annullare il valore dell'eccentricità, cioè della forza centrifuga. In questo caso si tratterà di un rotore *staticamente bilanciato*. Lo sbilanciamento statico è facilmente osservabile grazie ad una prova statica in cui risulta sufficiente appoggiare l'albero del rotore a due guide orizzontali a coltello. Il rotore ruoterà fino a disporsi con il baricentro nel punto più basso possibile.

Lo sbilanciamento dinamico si verifica quando un corpo dotato di massa ruota attorno ad un asse fisso: è possibile che nascano delle forze di inerzia provocanti una coppia di inerzia non nulla ortogonale all'asse di rotazione. La situazione appena descritta può verificarsi quando nessun asse principale di inerzia del corpo è parallelo all'asse di rotazione. Per individuare questo genere di sbilanciamento non è sufficiente una prova statica, esso va misurato potendo in rotazione il rotore. Le condizioni di sbilanciamento statico e dinamico possono essere presenti alternativamente o contemporaneamente. La Tabella 4.1 mostra quali sono le diverse possibilità. ^{[13][5]}

Tabella 4.1 – Possibili condizioni di sbilanciamento in virtù del lasso temporale durante il quale si manifesta lo sbilanciamento statico o dinamico. ^[13]

	Baricentro coincidente con l'asse di rotazione	Baricentro non coincidente con l'asse di rotazione
Un asse principale di inerzia parallelo all'asse di rotazione	Rotore bilanciato staticamente e dinamicamente	Rotore bilanciato dinamicamente e sbilanciato staticamente
Nessun asse principale di inerzia parallelo all'asse di rotazione	Rotore bilanciato staticamente e sbilanciato dinamicamente	Rotore sbilanciato staticamente e dinamicamente

4.2.1 Le cause

Le cause dello sbilanciamento sono molteplici, prima fra tutte vi è ovviamente il bilanciamento scorretto in origine: una macchina sbilanciata sin dalla sua costruzione rimarrà tale comportando danni per guarnizioni e cuscinetti. Tra le altre numerose cause possibili appaiono: componenti danneggiati, difetti di fabbricazione, accumulo disomogeneo di sporcizia sui ventilatori, mancanza di omogeneità nel materiale (specialmente nei processi di fusione), differenze dimensionali nelle parti accoppiate, rotori eccentrici, rotori incrinati, deformazione flessionale dei rulli (nei rulli da cartiera), errori di lavorazione, distribuzioni disuniformi delle masse negli avvolgimenti elettrici, corrosione o usura irregolare dei rotori, pesi di bilanciamento mancanti, riscaldamenti disomogenei o eccessivi.

4.2.2 Gli effetti

Come già accennato al paragrafo §4.2, macchine sbilanciate causano danni ai cuscinetti poiché li sottopongono a carichi dinamici superiori a quelli di progetto provocandone potenzialmente la rottura a fatica. Ciò è osservabile grazie a scheggiature che si manifestano sulla superficie del metallo.

4.2.3 Diagnosticare lo sbilanciamento

Un rotore sbilanciato genererà vibrazioni alla stessa frequenza della velocità di rotazione dell'albero a causa della forza centrifuga della massa sbilanciata. Ci si aspetta perciò che una macchina in condizioni di sbilanciamento generi un'onda sinusoidale ed abbia un picco dominante nello spettro alla velocità di rotazione dell'albero: $1x$. L'ampiezza della vibrazione all' $1x$ varia proporzionalmente al quadrato della velocità di rotazione. Questo picco al primo ordine è sempre presente e, normalmente, domina lo spettro delle vibrazioni. Tipicamente sono presenti anche altre fonti vibrazionali come, ad esempio, allentamenti, disallineamenti o problemi con i cuscinetti e, dunque, l'onda non appare perfettamente sinusoidale, ma ci si avvicina.

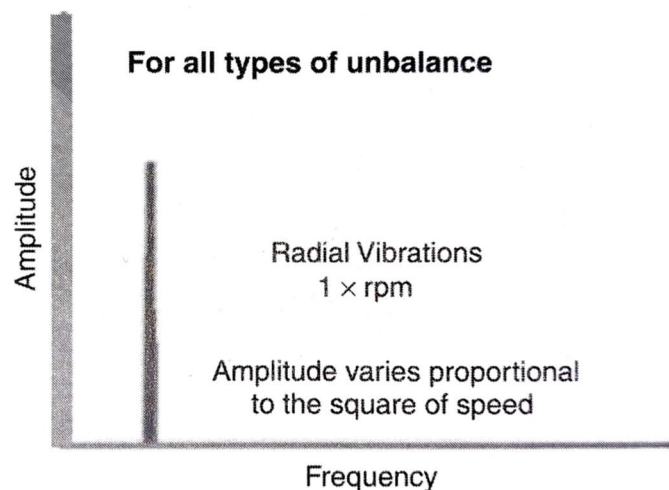


Figura 4.2 – Analisi FFT per difetti di sbilanciamento [5]

4.2.3.1 Sbilanciamento statico

Nello sbilanciamento statico vi è una sola forza in gioco. Per osservare questa forza, si ponga il rotore su una superficie priva di attrito. Il rotore ruota finché “il punto pesante” si sarà posizionato sulla verticale nel punto più basso. Uno sbilanciamento statico puro produce un picco molto alto nello spettro, la cui ampiezza è proporzionale alla severità dello stesso ed al quadrato degli rpm. L’aggettivo *statico* sta a significare che questo tipo di difetto è osservabile in condizioni di stazionarietà. ^[14]

Esso risulta in fase e stabile (15-20°). Se il punto pesante (al centro del rotore in basso nella Figura 4.3) viene spostato dalla direzione verticale (V in figura) a quella orizzontale (H), la fase slitta di 90° ($\pm 30^\circ$). Un altro test consiste nello spostare il punto pesante da un cuscinetto all’altro sullo stesso piano, verticale o orizzontale. Se si tratta di sbilanciamento statico la fase resterà la stessa. ^[5]

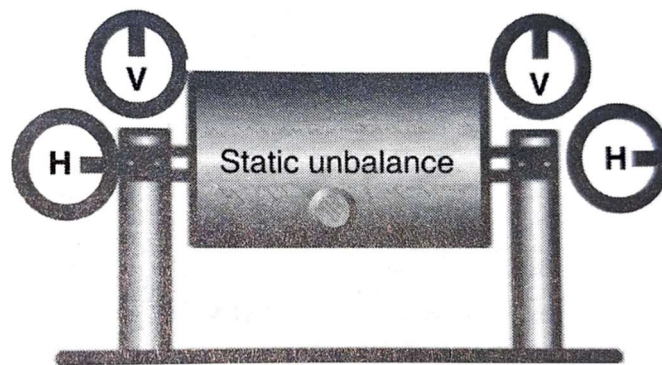


Figura 4.3 – Relazione tra le fasi, sbilanciamento statico ^[5]

4.2.3.2 Sbilanciamento di coppia

Anche in questo caso, utilizzando lo spettro prodotto con la FFT, si ha un picco all'1x. A differenza di quello statico, lo sbilanciamento di coppia non può essere misurato in condizioni stazionarie. In questo caso, due forze uguali (due pesi) sono posizionate a 180° l'una rispetto all'altra, facendo apparire il rotore sbilanciato quando fermo. Quando il rotore ruota, invece, le due forze lo spostano rispettivamente verso l'estremità dell'albero in cui sono posizionate facendo oscillare il rotore. Ciò, si traduce in uno sfasamento di 180° per il medesimo albero. ^{[5][14]}

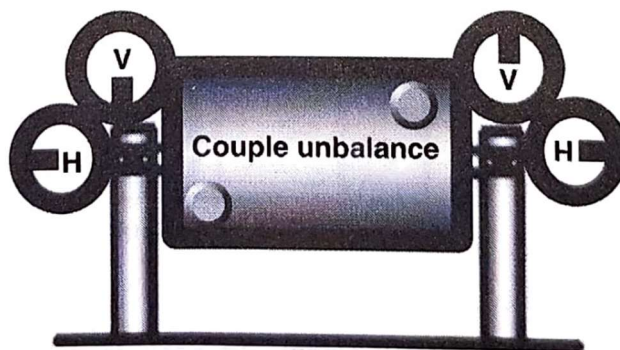


Figura 4.4 – Relazione tra le fasi, sbilanciamento di coppia ^[5]

4.2.3.3 Rotori sospesi

Quando si ha sbilanciamento nel caso di rotorì sospesi (*overhung rotors*) lo spettro mostra ancora un picco all' $1x$ e, di nuovo, l'ampiezza varia proporzionalmente col quadrato della velocità di rotazione dell'albero. Questo fenomeno può dar vita a grandi vibrazioni assiali o radiali. La fase assiale sui due cuscinetti apparirà essere in fase mentre quella radiale tende ad essere instabile. I rotorì sospesi possono presentare sia sbilanciamento statico che di coppia e necessitano di essere risolti utilizzando strumenti analitici specifici per il bilanciamento. [5]

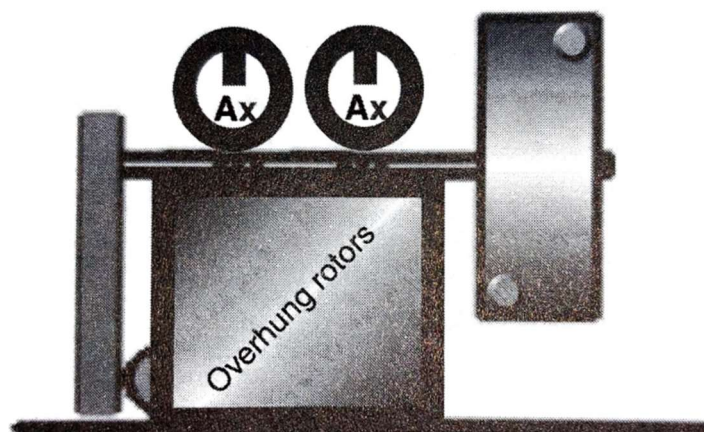


Figura 4.5 – Ventilatore con trasmissione a cinghia; La fase viene misurata in direzione assiale (Ax) [5]

4.3 Disallineamento

La maggioranza degli esperti concorda sul fatto che più della metà dei problemi ai macchinari sia causato dal disallineamento. Alcune macchine vengono realizzate con incorporati cuscinetti auto-allineanti e giunti flessibili in grado di sopportare disallineamenti notevoli. Nonostante ciò, non è raro riscontrare vibrazioni elevate dovute a questo fenomeno. Il disallineamento si verifica quando alberi, accoppiamenti o cuscinetti, non sono ben allineati rispetto ai loro assi. Esistono principalmente due tipologie di disallineamento: angolare e parallelo.

Il *disallineamento angolare* si verifica quando due alberi sono uniti in modo tale che subentri una forza flettente sull'albero. In altre parole, si può dire che la linea d'asse di uno dei due alberi forma un angolo con quella dell'altro.

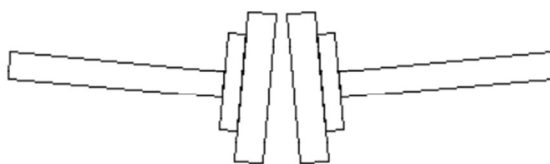


Figura 4.6 – Rappresentazione semplificata di disallineamento angolare [14]

Il *disallineamento parallelo* si ha quando gli assi centrali degli alberi sono paralleli ma si trovano ad una certa distanza.

4.3.1 Le cause

Possibili cause di disallineamento sono:

- Espansione termica dovuta ad un processo di lavorazione in cui vi sia calore. La maggior parte

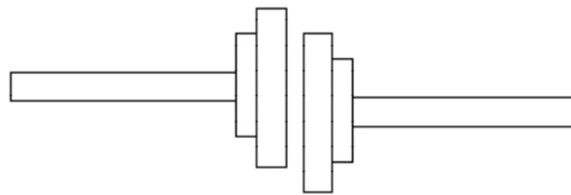


Figura 4.7 – Rappresentazione semplificata di disallineamento parallelo ^[14]

delle macchine viene allineata a freddo, durante il funzionamento, però, sviluppano calore e l'incremento termico comporta il disallinearsi delle stesse.

- Macchine allineate scorrettamente dal principio, cioè quando accoppiate;
- Forze trasmesse alle macchine da tubazioni ed elementi di supporto;
- Fondazioni irregolari o instabili.

4.3.2 Gli effetti

Solitamente il disallineamento sottopone i cuscinetti a condizioni di sovraccarico rispetto a quelle per cui vengono progettati comportando il loro cedimento a fatica. La fatica è il risultato delle sollecitazioni applicate immediatamente al di sotto delle superfici portanti del carico; ciò è osservabile grazie a scheggiature presenti sulla superficie del metallo.

4.3.3 Diagnosi

Il *disallineamento angolare* causa vibrazioni in direzione assiale alla frequenza della velocità di funzionamento presentando quindi un picco all'1x. Comunque, è raro che si verifichi un caso di puro disallineamento angolare, ragion per cui, a causa delle elevate vibrazioni assiali, possono manifestarsi anche picchi 2x o 3x. Questo tipo di lettura nel dominio della frequenza è associabile anche a problemi di allentamento (Figura 4.8).

Nel *disallineamento parallelo* si hanno due "colpi" per ciclo e, perciò, si ha una vibrazione al 2x in direzione radiale. I sintomi del parallelo sono piuttosto simili a quelli dell'angolare ma, il primo,

presenta una forte vibrazione radiale che si traduce in uno sfasamento di circa 180° sugli accoppiamenti. I disallineamenti dei due tipi possono presentarsi in modo simultaneo, è piuttosto raro che si abbia a che fare con un disallineamento parallelo puro e, per questo motivo, è frequente riscontrare picchi 1x e 2x (Figura 4.9).

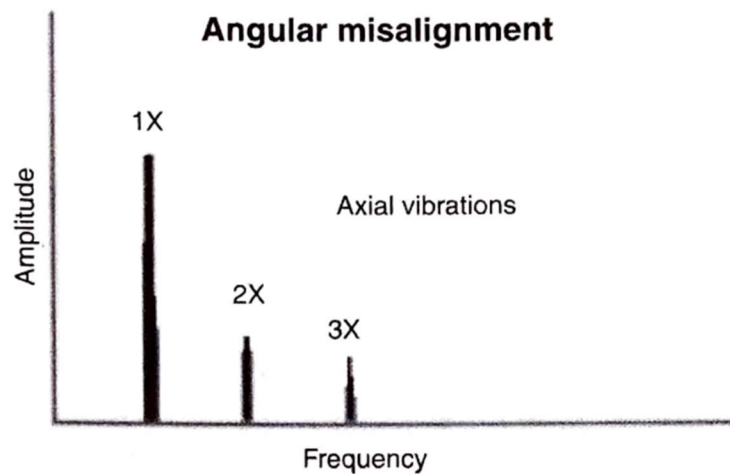


Figura 4.8 – FFT disallineamento angolare [5]

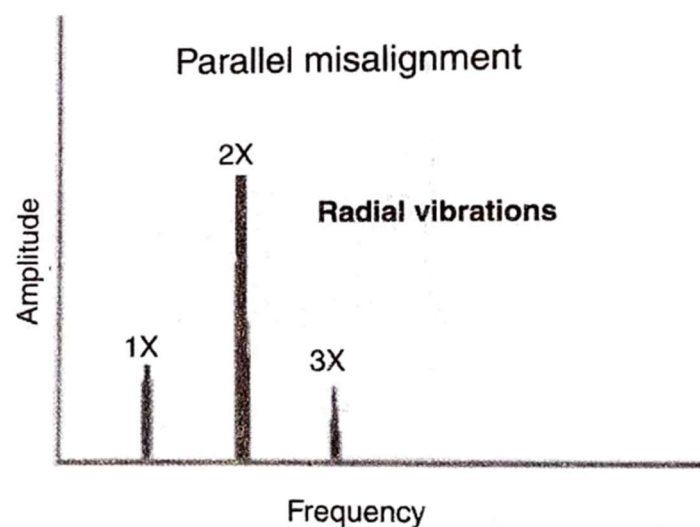


Figura 4.9 – FFT disallineamento parallelo [5]

Nella diagnosi del disallineamento si rivela molto utile analizzare, oltre allo spettro, le fasi. In particolare, quando possibile, la situazione ottimale prevede la misurazione dello sfasamento tra le letture assiali sulle estremità opposte della macchina. Si osservi che tutti i valori di fase saranno $\pm 30^\circ$ a causa della varianza meccanica.

- *Disallineamento angolare*: In posizione assiale, si avrà uno sfasamento di 180° sugli accoppiamenti o sulla macchina;

- *Disallineamento parallelo*: Nella direzione radiale, vi sarà uno sfasamento di 180° sugli accoppiamenti o sulla macchina. Uno sfasamento di 0° o 180° apparirà spostando il sensore di rilevazione dalla posizione orizzontale a quella verticale sullo stesso cuscinetto.
- *Combinazione di disallineamento angolare e parallelo*: In posizione assiale e radiale, esisterà uno sfasamento di 180° sui giunti o sulla macchina. [14]

4.4 Allentamento meccanico

Nelle costruzioni meccaniche, l'allentamento si verifica quando le azioni mute che assicurano un collegamento, diminuiscono. L'allentamento meccanico, o l'adattamento improprio tra le varie parti dei componenti, è generalmente caratterizzato da una lunga serie di frequenze armoniche di rotazione o 1/2 frequenze armoniche di ampiezza abnorme. Si osservi che queste armoniche potrebbero essere irregolari: per esempio, fenomeni di allentamento possono apparire come picchi al 2x, 3x, 4x, 5x, 6x, eccetera, oppure 3x, 3.5x, 4x, 5.5x, 6x, eccetera. [14]

Considerando le macchine rotanti, le posizioni principali in cui può verificarsi allentamento sono: gli assemblaggi interni, il punto di interfaccia tra macchina e fondazione, allentamento della struttura.

1) Allentamento assemblaggio interno

Questa categoria di allentamento può verificarsi, ad esempio, tra i componenti di un cuscinetto (anelli, sfere e gabbia), oppure tra una girante ed il suo albero. Normalmente è causato da una discordanza tra le parti che, nell'analisi spettrale, produce numerose armoniche dovute alla risposta non lineare dei componenti allentati alle forze eccitanti prodotte dal rotore. Le fasi sono instabili e possono variare significativamente da una misurazione all'altra, specialmente se la posizione del rotore varia rispetto all'albero nel passaggio da un avviamento al successivo. [5]

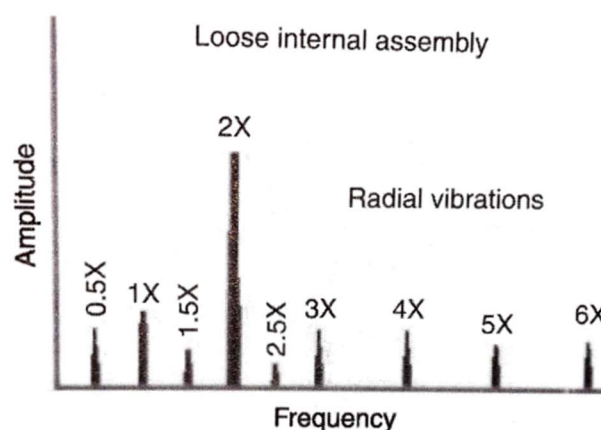


Figura 4.10 – FFT allentamento assemblaggio interno. [5]

2) Allentamento macchina-fondazioni

In questo caso il problema è associato ad un allentamento dei bulloni del cuscinetto di supporto, crepe del telaio o del piedistallo portante. Le figure 4.11 e 4.12 mostrano quanto

siano elevate le armoniche generate dal movimento oscillatorio conseguente all'allentamento dei bulloni del cuscinetto di supporto.

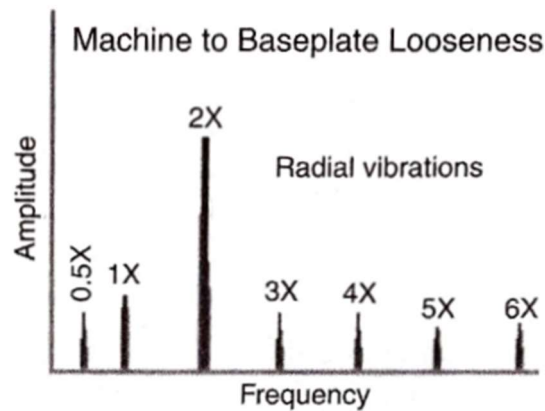


Figura 4.11 – FFT allentamento macchina-base. [5]

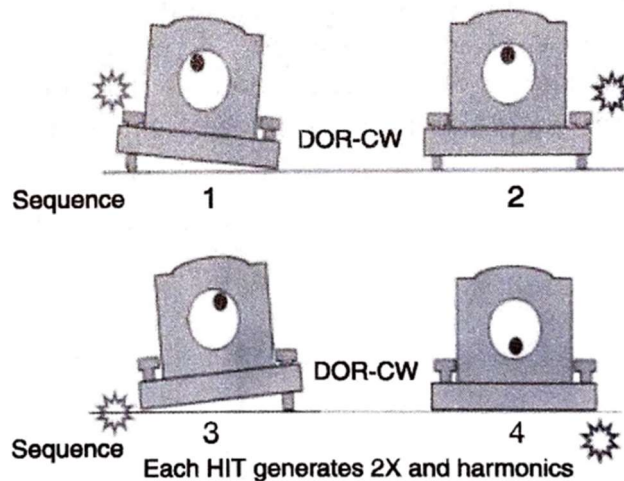


Figura 4.12 – Rappresentazione esemplificativa di allentamento meccanico. [5]

3) Allentamento della struttura

Questa tipologia di allentamento è causata da debolezze ai piedi della macchina, nella base di supporto o alle fondazioni, ma anche dal deterioramento di malte e stucchi, da bulloni di fissaggio allentati in corrispondenza della base delle macchine, oppure da distorsioni del telaio. Analizzare lo sfasamento può rivelarsi utile: si prevede di riscontrare uno sfasamento di circa 180° tra la misurazione verticale in corrispondenza del piede della macchina, la base di supporto e la base vera e propria su cui poggia il macchinario (*soft foot*). Il termine *soft foot* sta ad indicare quel fenomeno per il quale il piede della macchina non poggia perfettamente e saldamente sulle fondazioni, ma esiste un gioco tra le parti che comporta l'oscillazione della macchina. Quando si sospetta che uno degli appoggi della macchina sia distorto o allentato, un test efficace consiste nell'allentare, uno alla volta, i bulloni di ciascun piede, e verificare

se questo procedimento comporti o meno cambiamenti significativi nell'analisi vibrazionale.^[5]

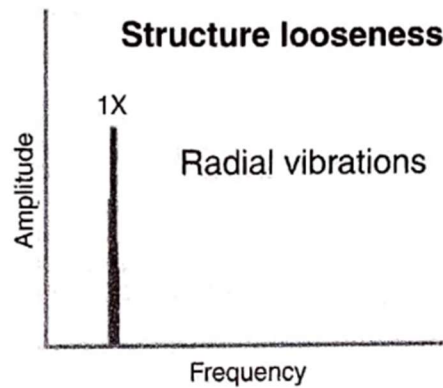


Figura 4.13 – FFT, grafico dell'allentamento strutturale.^[5]

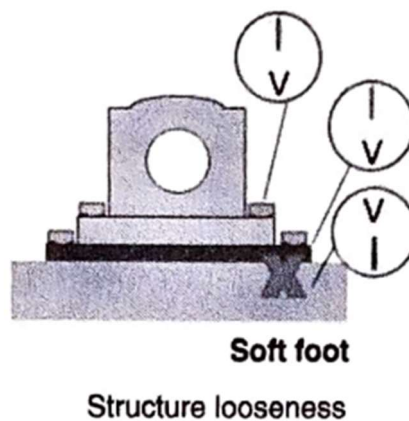


Figura 4.14 – Rappresentazione schematica dell'allentamento strutturale.^[5]

4.4.1 Le cause

Possibili cause di usura e allentamento (che ne consegue) possono essere:

- Tempo: col passare del tempo la macchina o i suoi componenti si sono allentati;
- Guasti correlati: ad esempio l'insorgenza di difetti nei cuscinetti che possono comportare l'usura degli elementi dei cuscinetti stessi o dei loro alloggiamenti.

4.4.2 Gli effetti

Gli effetti sono naturalmente legati alle cause. Nel caso in cui l'allentamento fosse dovuto a problemi con i cuscinetti, il risultato è lo stesso che si ha nei casi di sbilanciamento, ma con una severità maggiore. Se invece l'allentamento viene generato da un componente, come ad esempio la pala di un

ventilatore, esiste la concreta possibilità che questa parte si stacchi, provocando danni e guasti secondari.

4.4.3 Diagnosi

Tipicamente, l'allentamento viene identificato a causa di un'ampiezza esageratamente elevata per la velocità di funzionamento, seguita da suoi multipli o multipli della metà. I picchi dell'armonica possono decrescere in ampiezza ma aumentare in frequenza ad eccezione del picco al 2x che, se misurato in posizione verticale, può avere un'ampiezza più elevata.

4.4.4 In sintesi

- Se è presente una serie di tre o più multipli della velocità di marcia o di $\frac{1}{2}$ della velocità di marcia e la loro grandezza è maggiore del 20% dell'1x, potrebbero essere presenti componenti allentati.
- Se la macchina è collegata rigidamente, cioè sono assenti giunti o cinghie, e il picco al 2x in direzione radiale risulta elevato, potrebbe esservi allentamento.

4.5 Problemi ai cuscinetti

Prima di procedere con l'approfondimento si vuole ricordare che, nella maggior parte dei casi, un difetto del cuscinetto non costituisce la sorgente del problema. Solitamente, le cause dei guasti sono altre e, tra le conseguenze delle stesse, vi è quella di danneggiare i cuscinetti. Perciò, qualora si dovessero riscontrare problematiche di questo tipo, è bene non limitare l'intervento manutentivo al ripristino dei cuscinetti ma, piuttosto, proseguire l'indagine fino a trovarne la ragione, risolvendo l'intero problema.

4.5.1 Ciclo di vita dei difetti ai cuscinetti

Per comprendere al meglio come monitorare i cuscinetti, è bene cercare di capire, dapprima, come progrediscono in essi i difetti presenti (in riferimento ai difetti più "caratteristici", cioè scheggiature e cricche in cuscinetti volventi).

In generale, un cuscinetto può guastarsi per svariate ragioni: lubrificazione inefficace o contaminata, carichi maggiori rispetto a quelli previsti, installazione inidonea, età del pezzo, eccetera. Spesso, la fatica iniziale del cuscinetto si manifesta attraverso sforzi di taglio che appaiono ciclicamente immediatamente al di sotto della superficie cui è applicato il carico. Col passare del tempo, le sollecitazioni taglienti provocano delle cricche nel materiale che, gradualmente, si estendono fino a raggiungere la superficie. Quando i corpi volventi passano sopra alle cricche provocano il distacco di

materiale. Questo fenomeno assume il nome di scheggiatura o sfaldamento. Lo standard ISO 15243:2017 – *Cuscinetti volventi, danni e guasti, termini, caratteristiche e cause*, classifica le modalità di guasto per i cuscinetti volventi realizzati con acciai per cuscinetti standard e definisce sei modalità di guasto principali e le secondarie correlate. Nelle modalità di danno ISO, lo sfaldamento è classificato come conseguenze della fatica. Trattandosi di un fenomeno progressivo, si può dedurre che stia ad indicare il termine della vita a fatica dell'elemento stesso. ⁽¹⁾

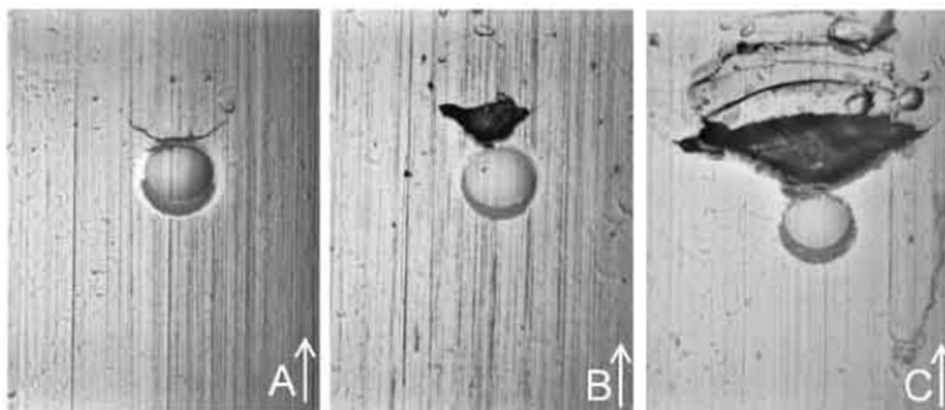


Figura 4.15 – Progressione di una scheggiatura (cronologicamente da A a C). ^[15]

Un altro tipo di danneggiamento del cuscinetto si ha in presenza di affaticamento superficiale. Esso, provoca la formazione di crepe sulla superficie che si insinuano nel materiale. Solitamente, il deterioramento è causato da un carico eccessivo o dall'inadeguatezza della lubrificazione. In entrambi i casi, il cuscinetto difettoso produce rumore e vibrazioni che, se individuati, forniscono all'operatore un tempo di intervento sufficiente per provvedere alla correzione della causa ed alla sostituzione del pezzo, prima che sopraggiunga la rottura definitiva ^[14]. Un'altra causa di guasto può essere l'elevata temperatura presente durante il funzionamento del sistema scaturente dal passaggio di energia elettrica (*electrical pitting*). Quando la corrente attraversa i componenti del cuscinetto, cioè anelli, sfere e film di lubrificante, genera un effetto noto come *increspatura*: piste e corpi volventi appariranno scuri e tempestati di micro-crateri superficiali, opachi. L'entità del danno è correlata all'intensità di corrente che attraversa il cuscinetto ed al tipo di lubrificante. La presenza di impurità che possono essere dovute ad un errato montaggio del cuscinetto o ad una contaminazione del lubrificante, vale a dire quindi la presenza di particelle abrasive di origine organica o metallica, può comportare l'insorgenza di un ulteriore tipo di danno, denominato *dentellatura*. Le dentellature accrescono rapidamente col passare del tempo.

La tecnologia SEE misura il rumore ultrasonico (emissioni acustiche) prodotto dal deterioramento del metallo e, per questa ragione, si rivela lo strumento ottimale per la rilevazione di difetti nei cuscinetti nelle fasi iniziali, quando il problema è ancora superficiale o microscopico e, perciò, non genera livelli vibrazionali rilevabili. Un altro metodo utile nell'indagine dei guasti nei cuscinetti, soprattutto quando si ha a che fare con difetti causati dal sovraccarico delle parti volventi dei cuscinetti su piccole scheggiature o cricche, è il metodo dell'inviluppo. Anche in questo caso,

l'impiego di questa tecnica permette di agire con sufficiente anticipo, in modo da prevenire il guasto atteso. Lo studio di accelerazione e velocità tramite la misurazione delle vibrazioni invece, risulta proficuo nelle fasi finali della vita del cuscinetto. Tipicamente, studi di questo tipo sono in grado di fornire informazioni sull'imminenza del guasto del componente (quando la vita utile prevista del cuscinetto è stimata inferiore al 10%).^[14]

4.5.2 Analisi delle vibrazioni

Come già ribadito in precedenza, i processi di guasto che coinvolgono i cuscinetti possono essere causati da innumerevoli fattori. I prevalenti, sono rappresentati dal sovraccarico ai danni degli stessi causato da disallineamento, sbilanciamento, lubrificazione inadeguata. Altri contributi sono attribuibili a: sedi dei cuscinetti difettose sugli alberi e negli alloggiamenti, montaggio scorretto, accoppiamenti errati tra albero e alloggiamento, vibrazioni mentre il cuscinetto non sta ruotando, passaggio di corrente elettrica. Ciò che viene fatto per la maggioranza dei macchinari, è misurare la velocità delle vibrazioni. Monitorare le vibrazioni in relazione alla velocità si rivela opportuno per individuare e analizzare problemi rotazioni a bassa frequenza, è il caso di sbilanciamento, disallineamento, allentamento ed albero piegato.

La normativa *ISO 2372 – Standard for vibration severity* fornisce una tabella valida per la classificazione della severità delle vibrazioni in relazione alla classe della macchina. Dal momento che i difetti ai cuscinetti si manifestano a frequenze molto elevate però, lo strumento fornito dalla normativa internazionale si rivela poco pratico nell'individuazione dei problemi alla fase iniziale. Una particolare attenzione piuttosto, deve essere riservata allo studio dello spettro e delle frequenze dei cuscinetti. Per riuscire a determinare se i problemi di una macchina siano correlati o meno ad un cuscinetto difettoso, le frequenze dei difetti del cuscinetto possono essere calcolate e sovrapposte agli spettri vibrazionali. Per i cuscinetti volventi si fa riferimento ai valori di:

- FTF: *Fundamental Train Frequency* (danneggiamento gabbia);
- BSF: *Ball Spin Frequency* (danneggiamento corpi volventi);
- BPFO: *Ball Pass Frequency Outer race* (danneggiamento pista esterna);
- BPFI: *Ball Pass Frequency Inner race* (danneggiamento pista interna);

Quando le frequenze dei difetti si allineano con le ampiezze di picco nello spettro, probabilmente il cuscinetto è difettoso. Per analizzare questo genere di problematiche esistono software specifici ma, qualora non fossero disponibili, è necessario provvedere calcolando le frequenze dei difetti dei cuscinetti come segue:

$$FTF := \frac{1}{2} \cdot \left(1 - \frac{d}{D} \cdot \cos\Phi \right) \cdot Rps$$

$$BSF := \left(\frac{D}{2 \cdot d} \right) \cdot \left[1 - \left(\frac{d}{D} \cdot \cos\Phi \right)^2 \right] \cdot Rps$$

$$BPFO := N \cdot FTF$$

$$BPFI := N \cdot (Rps - FTF)$$

Rps = Rotazione dell'albero

d = Diametro del rullo/sfera

D = Diametro medio

N = N. di rulli/sfere

Φ = Angolo di contatto

Figura 4.16 – Formule per il calcolo delle frequenze dei difetti dei cuscinetti. [2]

L'immagine di Figura 4.17 mostra come appare lo spettro di vibrazione della velocità per un tipico difetto di un cuscinetto nelle sue fasi finali. La dimensione e la profondità della “collinetta” posizionata circa al 6x, indica che il difetto è cresciuto e sta raggiungendo la condizione di cedimento. Nelle fasi iniziali, la gobba potrebbe non esistere affatto o apparire sottoforma di picchi sporadici. [14]

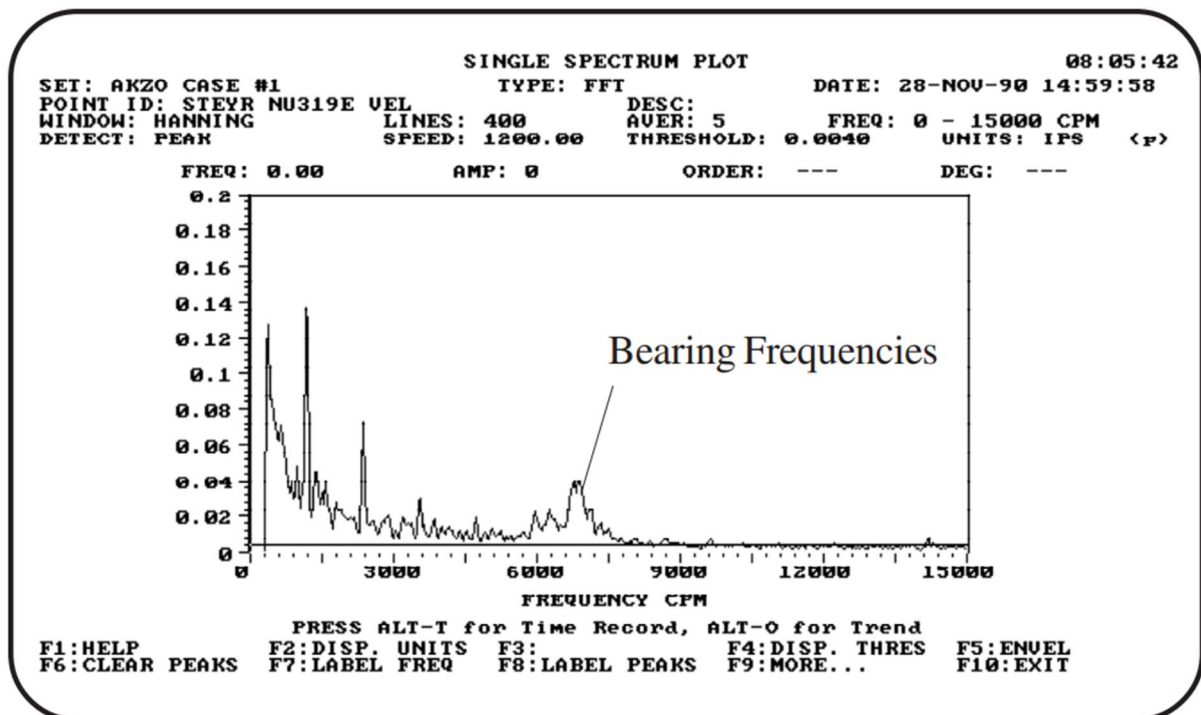


Figura 4.17 – Spettro vibrazionale relativo alla velocità: manifestazione di un difetto di un cuscinetto prossimo al guasto individuabile attraverso il monitoraggio delle vibrazioni. [14]

A conclusione del presente paragrafo si vuole sottolineare che la manifestazione dei guasti ai cuscinetti, ma anche di altri componenti, non è univoca ed immediatamente identificabile. L'analisi vibrazionale nel dominio della frequenza utilizzando la FFT, dà dei risultati che possono essere definiti *caratteristici*, ma, così come accade quando un medico deve diagnosticare la malattia del paziente, lo stesso si verifica per l'analista che deve risalire alla causa dell'anomalia. Basandosi sui

sintomi, si ipotizzano cause e si approfondisce per escludere le strade alternative fino a risalire alla fonte del problema.

Scopo della tesi non è quello di trattare dettagliatamente il prolisso tema della diagnosi dei difetti dei macchinari e, per questa ragione, si limita a riportare nel seguito alcune immagini esemplificative della manifestazione spettrale di varie tipologie di guasto. Si invita inoltre il lettore ad osservare che le diagnosi dei difetti pertinenti al caso studio rientrano tra quelle che sono state presentate nel capitolo quarto.

4.6 Esempi

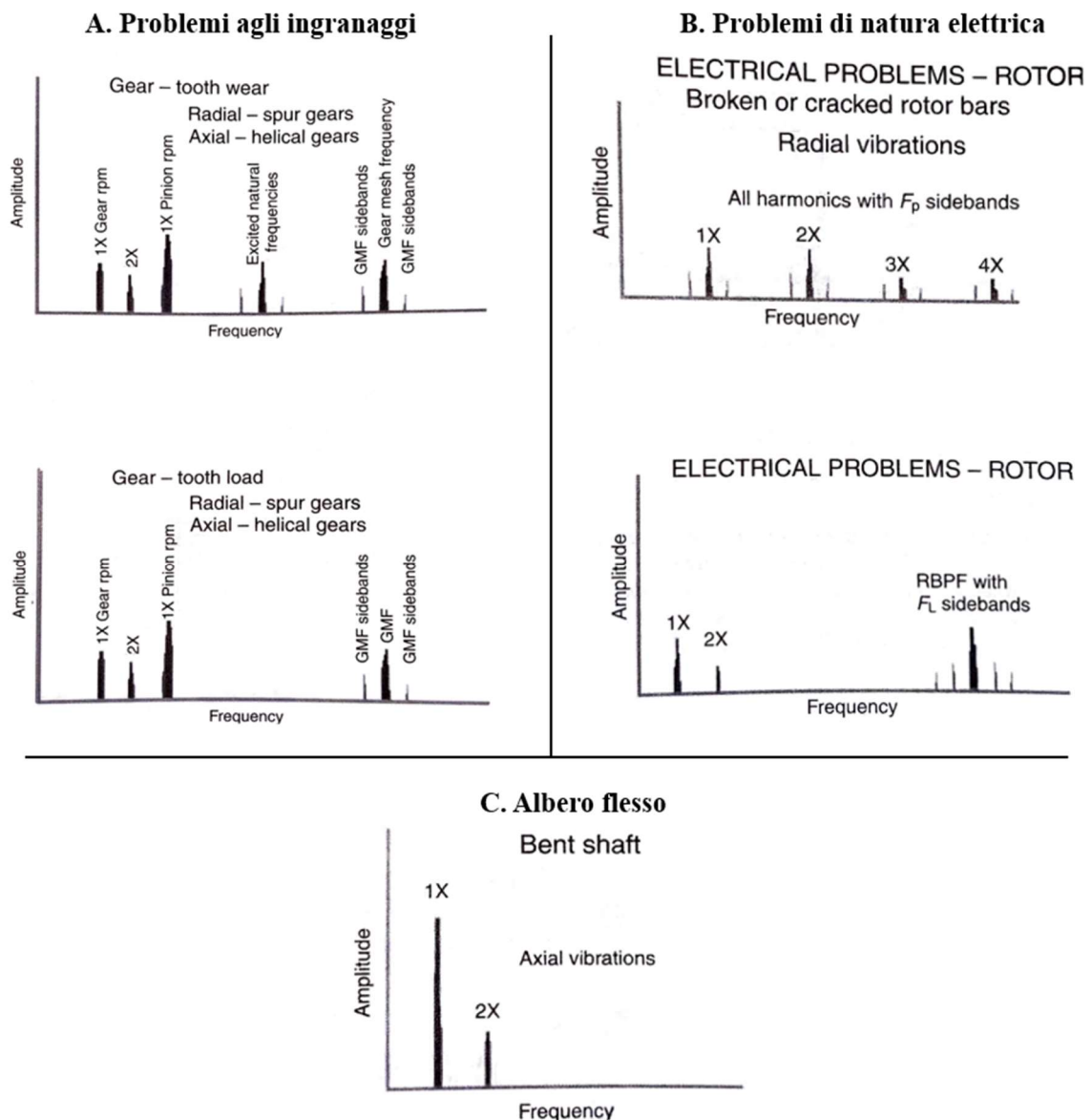


Figura 4.18 – A. Spettri nel caso di problemi agli ingranaggi: in alto, caso di usura di un dente, in basso, di sovraccarico. B. Problemi elettrici: in alto, barre del rotore rotte o incrinato. C. Spettro atteso nel caso di inflessione dell'albero.^[5]

Capitolo 5

Presentazione dell'impianto

Il quinto capitolo rappresenta l'introduzione al cuore della tesi. Di seguito, viene presentato il caso studio: a partire dalla descrizione del processo produttivo all'interno del quale è inserita la macchina monitorata, fino alle previsioni future inerenti ciò che potrebbe essere fatto per migliorare le sue condizioni operative, osservando che anche intervenendo su un singolo componente (in questo caso il ventilatore analizzato), è possibile apportare dei miglioramenti in termini non solo di durata e affidabilità del singolo macchinario, ma dell'intero impianto, con un incremento della produzione generale legato a diversi fattori, trattati nei sottocapitoli che seguiranno.

5.1 Introduzione al caso studio

Il protagonista dell'analisi condotta è un grande ventilatore industriale inserito all'interno di un contesto più ampio e complesso. Sebbene tutte le macchine all'interno di ogni realtà produttiva rivestano una certa importanza, poiché ciascuna, svolgendo il compito per cui è stata progettata, collabora con le altre al compimento di un fine comune, il ventilatore del caso specifico è stato scelto non solo perché importante, ma perché essenziale. Nel lungo percorso che il legno deve seguire da quando viene scaricato sottoforma di legno di scarto, a quando diviene truciolo, e poi pannello, esso ha l'imprescindibile obbligo di attraversare l'impianto di essiccazione a cui il ventilatore appartiene: da qui, la sua indispensabilità, nonché la ragione per cui il suo monitoraggio e la sua manutenzione, siano tanto importanti.

5.1.1 *La storia del processo*

Negli anni Sessanta, nella località di Pomposa, in provincia di Ferrara (Emilia-Romagna), viene inaugurata una fabbrica che diverrà nota sul territorio nazionale per le tecniche innovative adottate nel trattamento della legna, la Falco, appartenente al gruppo Trombini. Nonostante l'ideale avanguardistico perseguito dalla Falco però, la fabbrica si vedrà costretta a chiudere i battenti a causa di una crisi cui non riusciva più a far fronte, e così, nel 2015, chiude definitivamente e viene acquisita dalla multinazionale Hayat Holding prendendo il nome di Kastamonu Italia.

Come elencato nel Capitolo §1, il processo di lavorazione del legno si articola in molte fasi. Di interesse per il caso studiato, è lo step dell'essiccazione dei trucioli, appartenente alla parte di impianto denominata proprio: essiccatoio. L'inserimento del ventilatore nell'essiccatoio avvenne nel 1989. Il legname che veniva lavorato in origine era costituito essenzialmente da legno vergine, per cui i macchinari appartenenti al processo si trovavano ad operare con una materia prima definibile *di*

ottima qualità. Nel corso degli anni venne presa la decisione di trattare non più solo legno vergine, ma anche di riciclo, inserendolo gradualmente all'interno del ciclo produttivo. Questa pratica iniziò nel 2003 e si evolse progressivamente col passare del tempo: il legno vergine di partenza veniva infatti miscelato in una certa percentuale con quello di scarto. Nel 2006, la percentuale del legno puro in ingresso era di solo il 10%, fino ad arrivare ad oggi, in cui la materia prima utilizzata è rappresentata esclusivamente da legno di scarto. L'introduzione di questa sostanza ha comportato un notevole cambiamento a livello operativo, andando ad intaccare la fluidità del processo e la salute dei mezzi coinvolti. Il legno di riciclo, infatti, contiene una grande quantità di sporcizia: elementi metallici, vetro, sabbia; ciò ha significato naturalmente una revisione delle pratiche di manutenzione da adottare e della periodicità delle stesse.

5.1.2 Descrizione del processo di essiccazione

Per l'essiccazione dei trucioli di legno ad elevato contenuto di umidità, operano simultaneamente diversi elementi. I principali sono: un bruciatore, un essiccatoio a tamburo rotante, un gruppo di cicloni di depurazione ad alta efficienza. Il calore utilizzato per l'essiccazione viene prodotto dai gas di combustione provenienti da un bruciatore, i quali vengono mescolati con vapori d'acqua riciclati in una camera di miscelazione. La temperatura della miscela in ingresso nell'essiccatoio è di $465^{\circ}\text{C} \div 500^{\circ}\text{C}$; in uscita, all'altezza del ventilatore studiato, scende fino a circa 120°C . Il materiale ligneo umido sbriciolato viene immesso nel processo mediante una valvola stellare rotativa. La circolazione all'interno del sistema viene prodotta da un ventilatore di ricircolo collocato dietro il cassone di uscita del tamburo. I trucioli attraversano l'essiccatoio a tamburo rotante che, per costruzione, presenta al suo interno degli elementi metallici che hanno lo scopo di risollevare continuamente i trucioli e reinserirli nella corrente d'aria e, soprattutto, di rallentare il passaggio del materiale dal momento che è prevista una sua permanenza all'interno del tamburo di almeno trenta minuti per permettere all'acqua presente di evaporare correttamente: in ingresso, infatti, il legname presenta un grado di umidità del 45% che deve essere ridotto fino a raggiungere il 2% per poter essere impiegato nella realizzazione dei pannelli. Il tempo di permanenza dei trucioli all'interno dell'essiccatoio può essere variato modificando la velocità di rotazione del tamburo. Quanto più frequentemente le pale disposte lungo il suo perimetro interno sollevano i trucioli, tanto più velocemente vengono mossi verso l'uscita dalla corrente dei gas di essiccazione. I trucioli essiccati vengono fatti uscire dall'impianto di essiccazione tramite il cassone d'uscita e la valvola stellare di scarico. L'aria di essiccazione contenente polvere e trucioli viene convogliata dal ventilatore ai cicloni di depurazione e successivamente alla camera di miscelazione quale vapore d'acqua riciclato o, in alternativa, viene fatta uscire dall'alto. La polvere decantata viene utilizzata per la produzione dei pannelli. Una parte va all'elettrofiltro e in ricircolo, ed un'ulteriore parte di polvere viene dispersa nell'aria. I cicloni permettono la decantazione di gran parte del prodotto: il materiale ruzzola lungo le pareti fino a cadere all'interno della camera di decantazione, da cui poi viene condotto ai vagli. All'interno dei vagli il

materiale viene setacciato e dunque automaticamente selezionato per la realizzazione dei pannelli in base alla sua pezzatura. La polvere perpetrata fino a questo punto della lavorazione, che attraversa le maglie dei vagli fino all'ultimo setaccio, è molto ricca di sabbia. Attraverso un sistema di trasporto pneumatico giunge ad un silo di stoccaggio denominato *dust silo*. All'occorrenza, la polvere viene estratta dal dust silo mediante una coclea e dosata attraverso un sistema di trasporto ad alta pressione per essere poi bruciata dal bruciatore e produrre energia: così facendo, cioè bruciando la polvere, non è richiesto l'utilizzo di gas.

L'elenco degli elementi che compongono l'essiccatoio, è riassunto in Tabella 5.1

Tabella 5.1 – Elenco degli elementi dell'essiccatoio

ELEMENTI DELL'ESSICCATOIO
1 Bruciatore combinato a polverino e a gas
1 Ventilatore per l'aria di combustione
1 Sistema di controllo e comando per il bruciatore
1 Camera di combustione
1 Bruciatore combinato a polverino e a gas (a carico del cliente)
1 Camera di miscelazione
1 Condotta per i gas caldi
1 Essiccatoio a corrente d'aria
1 Cassone d'entrata
1 Sistema di alimentazione dei trucioli
1 Valvola stellare per il materiale in ingresso
1 Coclea per il materiale in ingresso
1 Tubo di alimentazione del tamburo
1 Essiccatoio a tamburo rotante con azionamento <ul style="list-style-type: none"> – Elementi interni: deflettori di convogliamento, pale di sollevamento, elementi a croce; – Elementi rotanti: cerchioni (piste di rotolamento), corona dentata.
1 Cassone di uscita
1 Sistema di condutture
1 Ventilatore per il ricircolo dei gas
18 Cicloni di depurazione ad alta efficienza
1 Sistema di trasporto per il materiale essiccato <ul style="list-style-type: none"> – Coclea di scarico; – Valvola stellare rotativa di scarico; – Redler per materiale fine; – Valvola stellare rotativa per materiale fine; – Sistema di asporto dei trucioli essiccati.
1 Dispositivo antincendio (per l'entrata e l'uscita dal tamburo, per i cicloni e per il tubo ad Omega)
1 Dispositivo di carico supplementare (per la condotta dei gas caldi)
1 Dispositivo di misura, di regolazione e controllo

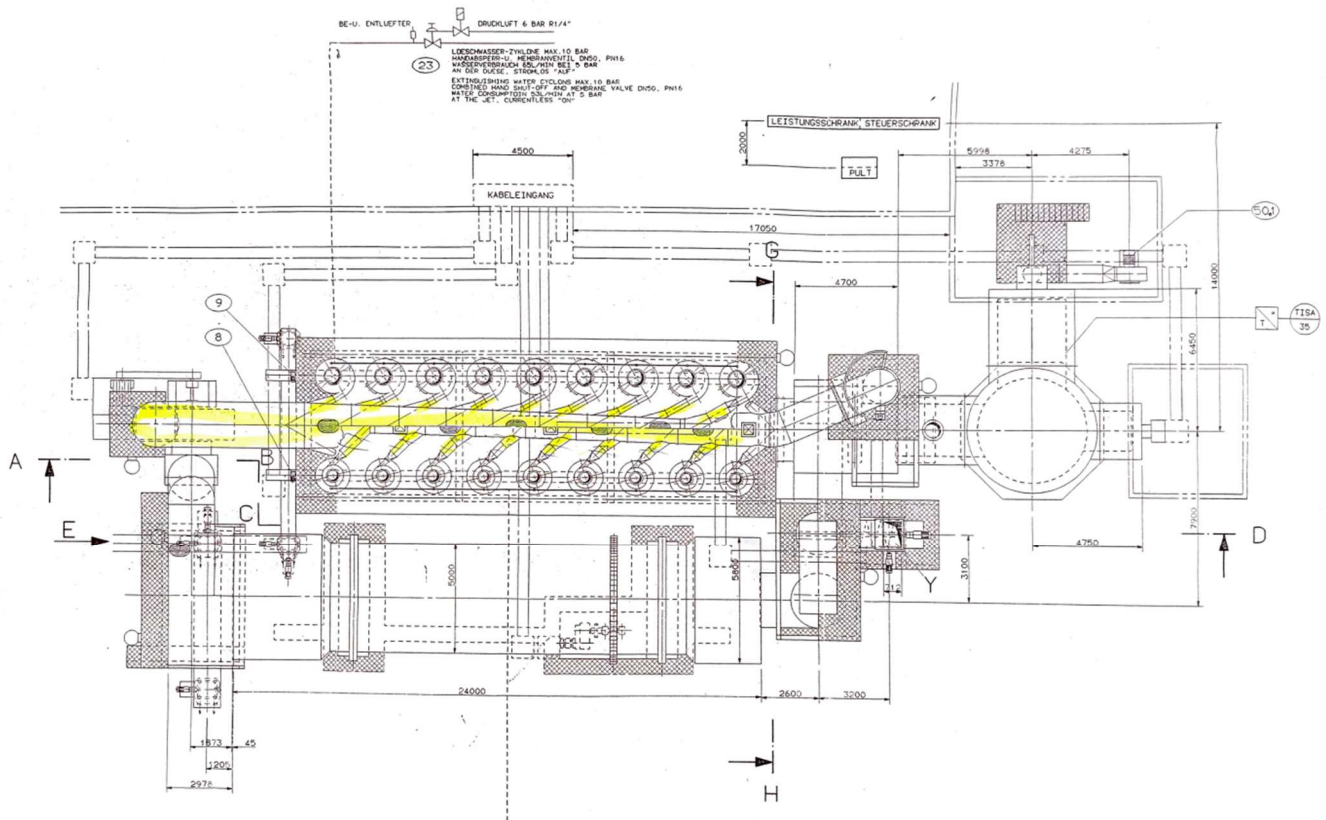


Figura 5.1 – Disegno tecnico dell'impianto di essiccazione, vista dall'alto.

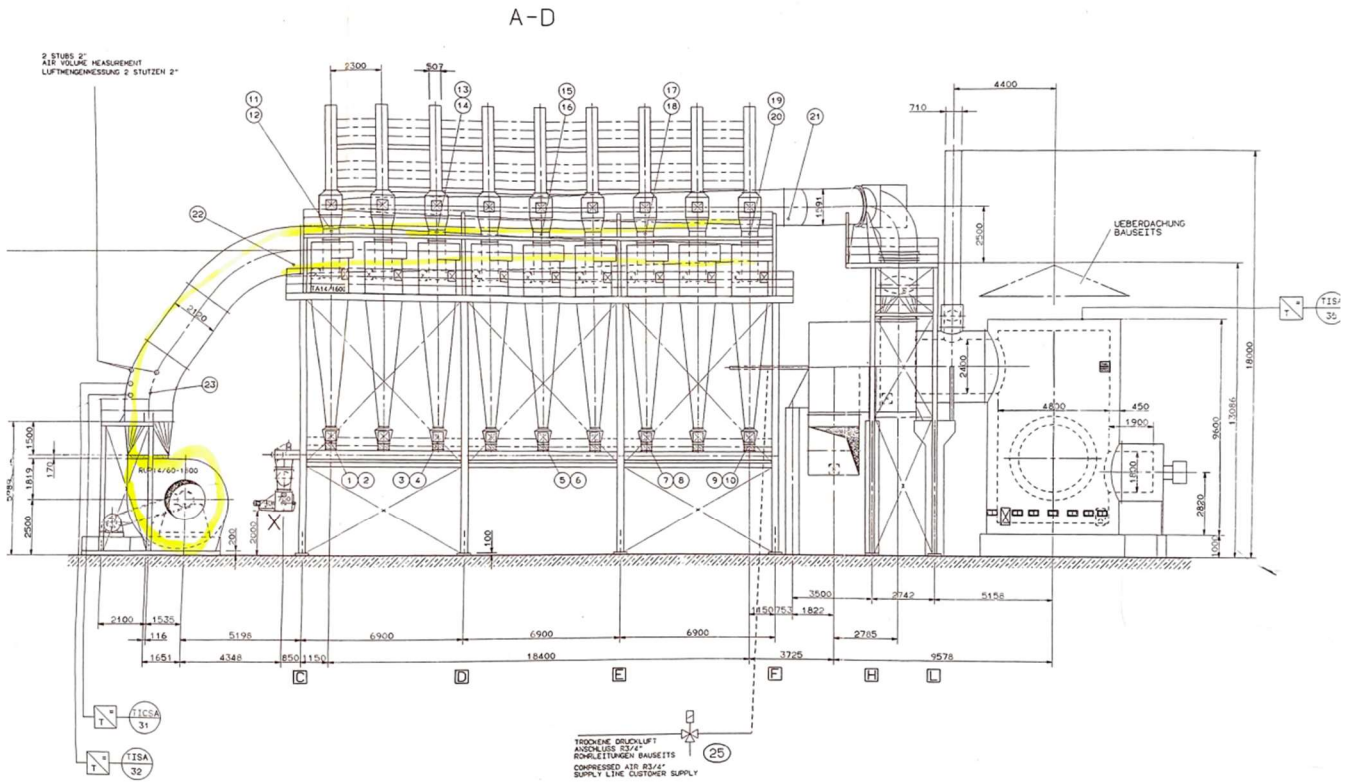


Figura 5.2 – Disegno tecnico dell'impianto di essiccazione, vista in sezione, sezione A-D. In basso a sinistra è visibile il ventilatore che trasporta il materiale ai cicloni; corrisponde al ventilatore del caso studio.

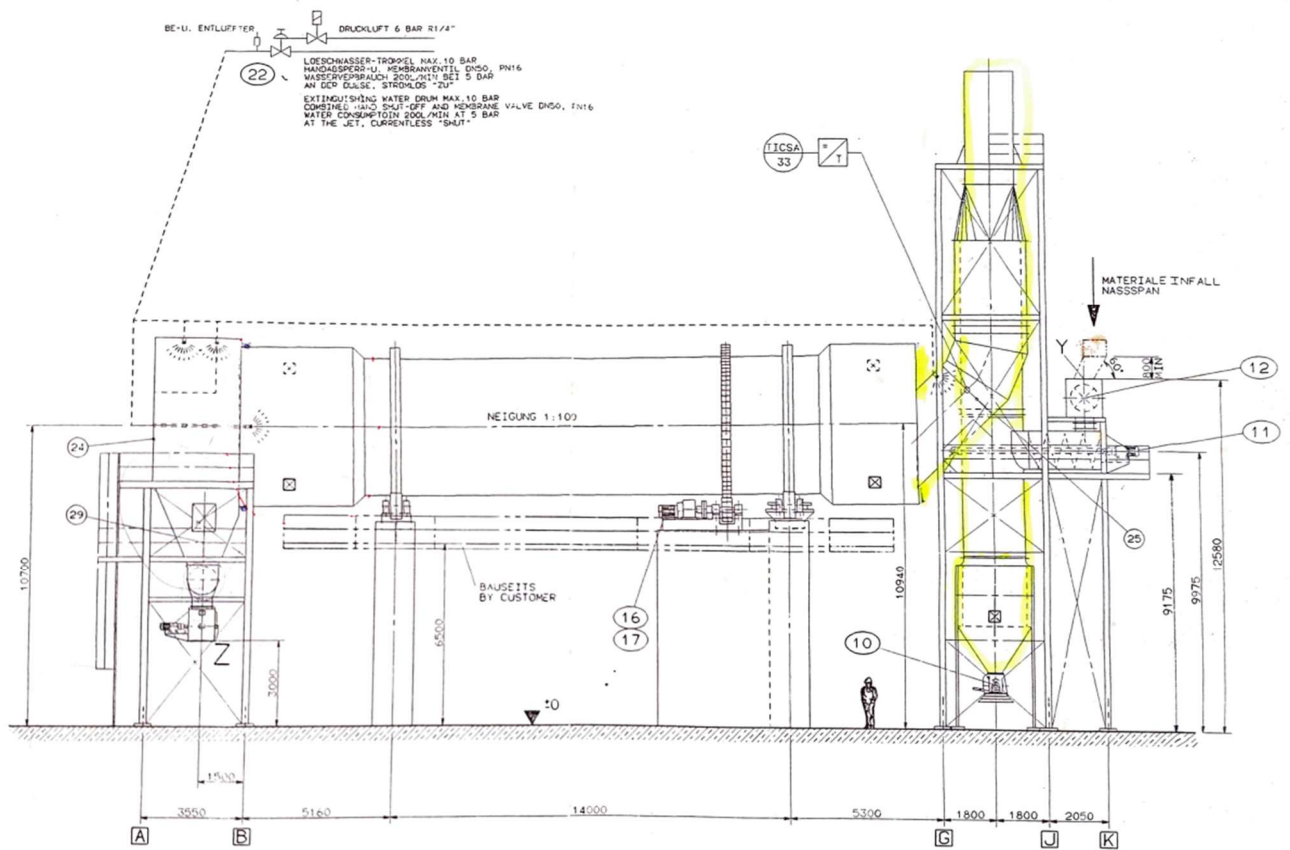


Figura 5.3 – Disegno tecnico dell'impianto di essiccazione, prospetto ovest.



Figura 5.5 – Foto dell'impianto di essiccazione, vista ovest. Nell'immagine sono visibili la camera di combustione, a destra, e l'essiccatoio a tamburo rotante, a sinistra.



Figura 5.6 – Foto dell'essiccatoio a tamburo rotante, vista ovest.



Figura 5.7 – Foto della camera di combustione. All'interno della camera di combustione viene bruciato il polverino. Tale elemento, in associazione al bruciatore, permette di raggiungere le elevate temperature richieste all'inizio del processo di essiccazione.

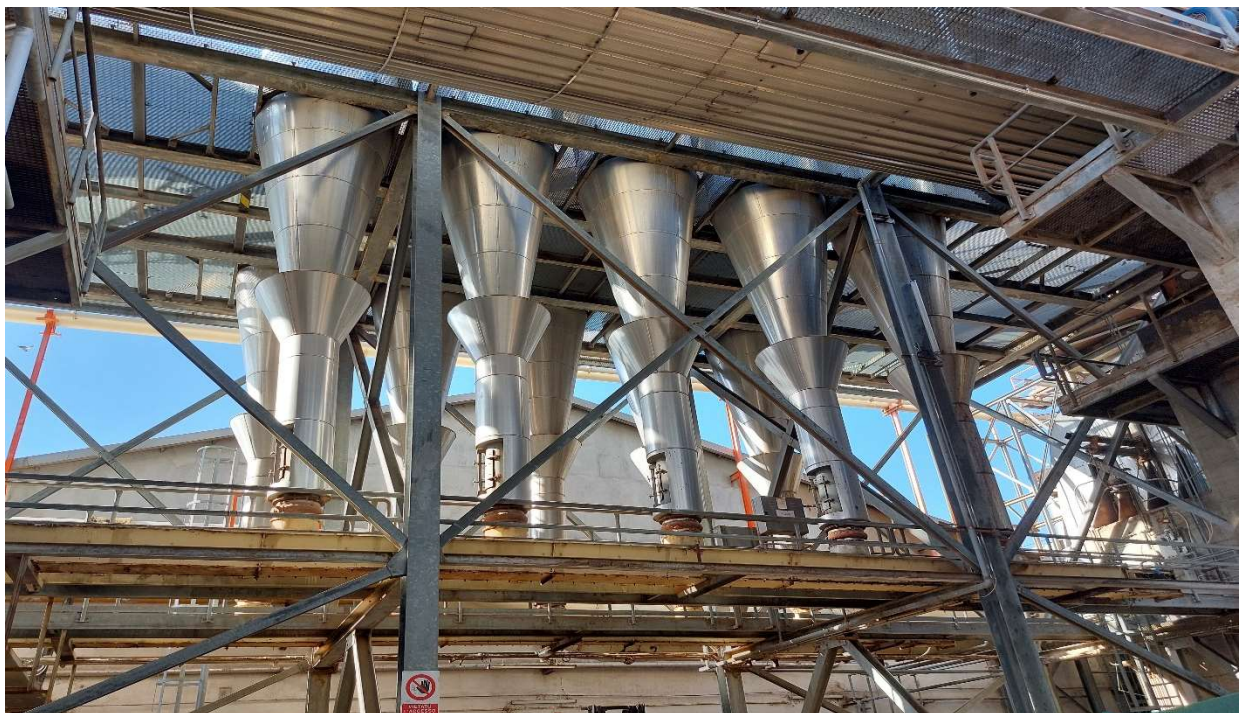


Figura 5.8 – Foto del gruppo di cicloni di depurazione ad alta efficienza.

5.2 Il ventilatore

Il ventilatore protagonista dell'indagine appartiene all'impianto essiccazione. Esso è posto all'uscita dell'essiccatoio a tamburo rotante e, aspirando continuamente l'aria, si occupa di trasportare polvere e trucioli essiccati ai cicloni di depurazione ad alta efficienza prima che questi li convogliano alla vagliatura. La sua importanza all'interno del processo è data dal fatto che tutto il materiale legnoso lavorato all'interno dello stabilimento, sia costretto a passare per esso.



Figura 5.9 – Foto dell'esterno del ventilatore dell'essiccatoio. Nell'immagine è visibile l'involucro all'interno del quale è ubicato il ventilatore e la gabbia gialla di protezione che ricopre le cinghie trapezoidali che collegano l'asse della ventola e quello del motore.



Figura 5.10 – Fotografia del ventilatore dell'essiccatoio, vista laterale. Come nell'immagine precedente, anche qui sono visibili l'involucro metallico che ospita il ventilatore e la gabbia metallica di protezione delle cinghie.



Figura 5.11 – Foto del ventilatore dell'essiccatoio. Da questo punto di vista è possibile osservare anche il motore del ventilatore stesso.

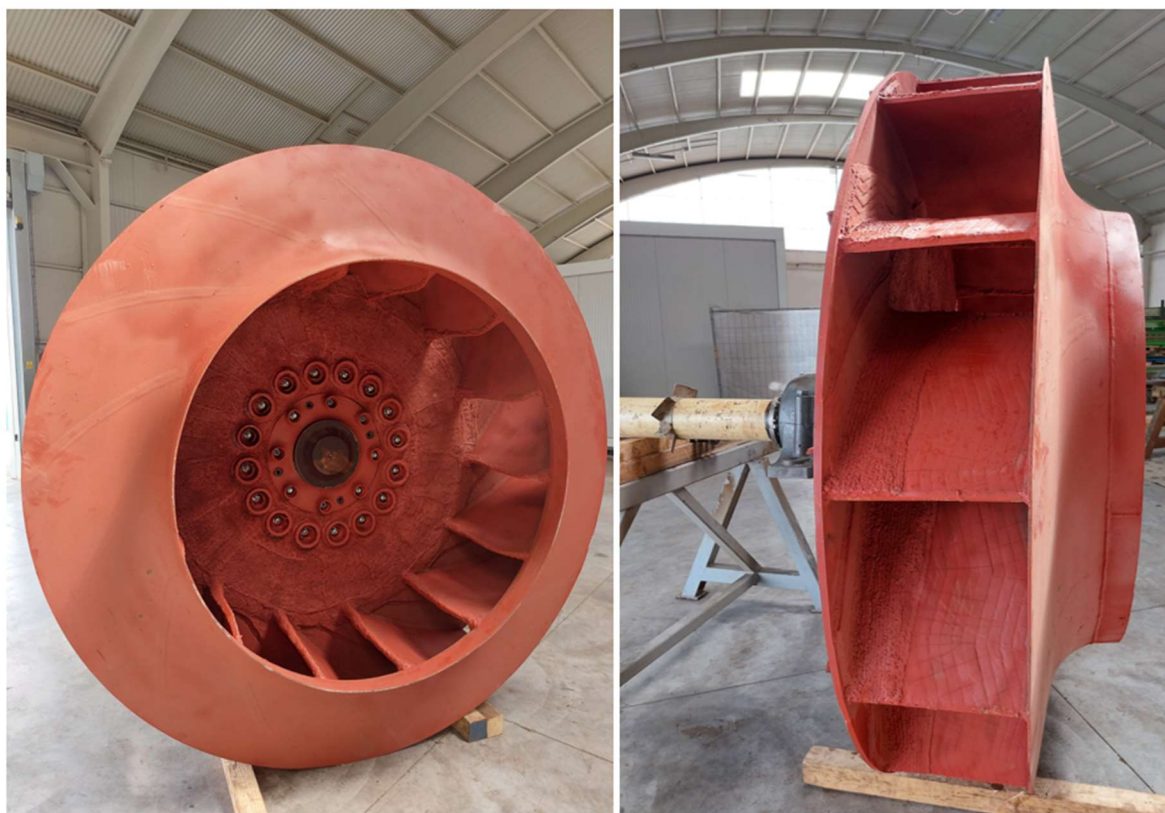


Figura 5.12 – Foto della girante ripristinata. Vista frontale e laterale.

5.2.1 Descrizione tecnica

Si tratta di un ventilatore centrifugo (o radiale) con trasmissione a cinghie trapezoidali. I ventilatori radiali sono quelli in cui il fluido viene aspirato parallelamente alla direzione dell'asse per essere poi inviato in direzione radiale, cioè perpendicolarmente rispetto all'asse della girante.

Il ventilatore è un *Pollrich ventilator* prodotto dalla ditta Büttner. La Tabella 4.2 contiene l'elenco delle caratteristiche descritte nel documento delle istruzioni d'utilizzo.

L'impianto di essiccazione risale al 1989 ma il ventilatore viene sostituito nel 2003 con quello attualmente esistente. Nel corso degli anni è stato sottoposto a innumerevoli interventi manutentivi a causa del cambiamento del materiale trasportato e delle stressanti condizioni di esercizio. Infatti, la temperatura di esercizio del ventilatore è di 120°C, e inoltre il passaggio da legno vergine a legno di scarto ha comportato l'inserimento nell'impianto di una consistente quantità di sabbia, sporcizia, inerti. Le principali problematiche riscontrate in considerazione di questi fattori, nonché quelle analizzate nel presente lavoro di tesi, sono: usura precoce della girante e dell'involucro all'interno del quale è ubicata, danneggiamento dei cuscinetti, sbilanciamento dell'albero della girante. L'approfondimento di tali complicazioni è dettagliato al sottocapitolo seguente, il §5.2.2.

Tabella 5.2 – Specifiche del ventilatore e dei suoi elementi contenute nel manuale d'uso.

Radial-Fan Type: VR63 S10 C0 SR2240 LG 360 MGG6 S360
Involucro
<ul style="list-style-type: none"> – Materiale S235 JRG2 – Telaio antiusura sostituibile in Vautid 143 – Interno saldato in linea continua e rinforzi saldati – Diviso – Sportello di ispezione – Involucro di scarico DN150 con valvola a cassetto – Presa di corrente con cornice di collegamento forata – Predisposizione per isolamento acustico e termico di spessore 100 mm a carico del cliente – Presa di ingresso con flangia di collegamento forata
Cassa interna
<ul style="list-style-type: none"> – Costruzione saldata con rinforzi e occhielli di sospensione in St37 – Diviso – Sportello di ispezione con cardini – Involucro di scarico DN150 – Presa di ingresso con cornice di collegamento forata
Girante
<ul style="list-style-type: none"> – Lame curve inclinate sul retro – Bilanciata dinamicamente in accordo alla VDI 2060 (attuale DIN ISO 1940-1) – Materiale S690 con Vautid 143 blindato – Con lame aggiuntive
Albero e cuscinetto per la ventola
<ul style="list-style-type: none"> – Albero in S355J2G3 – Cuscinetto antifrizione nell'involucro del cuscinetto – Involucro del cuscinetto in GG20 – Lubrificazione a grasso tramite punti di ingrassaggio e controllo della quantità del lubrificante – Disco di raffreddamento tra corpo e cuscinetto in G-Al Mg 5
Telaio di base con piedistallo portante per il ventilatore
<ul style="list-style-type: none"> – Materiale S235 JRG2 – Costruzione saldata
Involucro di protezione
<ul style="list-style-type: none"> – In accordo alla DIN EN 294 (attuale norma EN ISO 13857)
Trasmissione a cinghia
<ul style="list-style-type: none"> – Puleggia della cinghia della ventola – 8V 750-12 – Puleggia della cinghia del motore – 8V 475-12 – Power belts – 8V-3x4=12 Rib 3000/7620
Guarnizione albero
<ul style="list-style-type: none"> – Premistoppa
Apparecchiature per il monitoraggio
<ul style="list-style-type: none"> – Sensori di prossimità – Termometro a resistenza – Cuscinetto lato girante con foro filettato M10, per il monitoraggio delle vibrazioni in situ, direzione di misurazione orizzontale

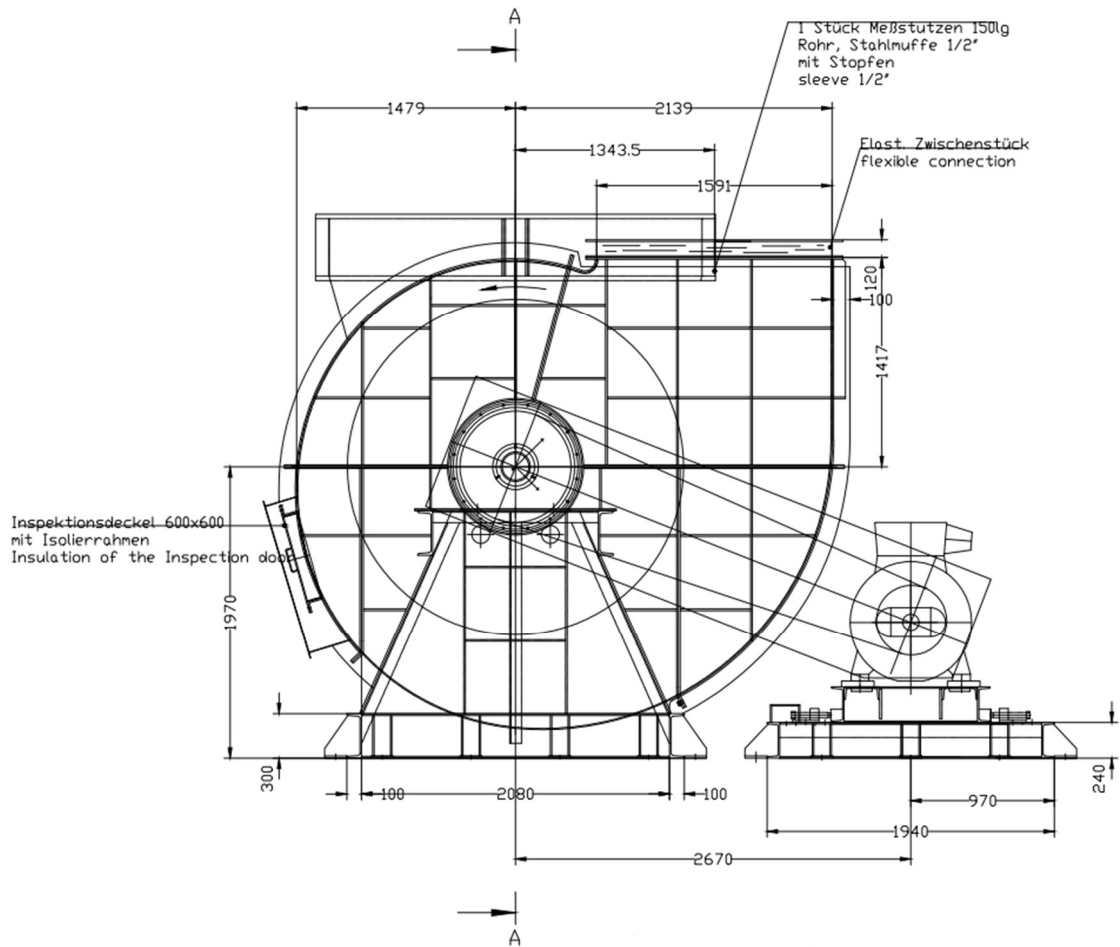


Figura 5.13 – Disegno tecnico del ventilatore e del suo alloggiamento.

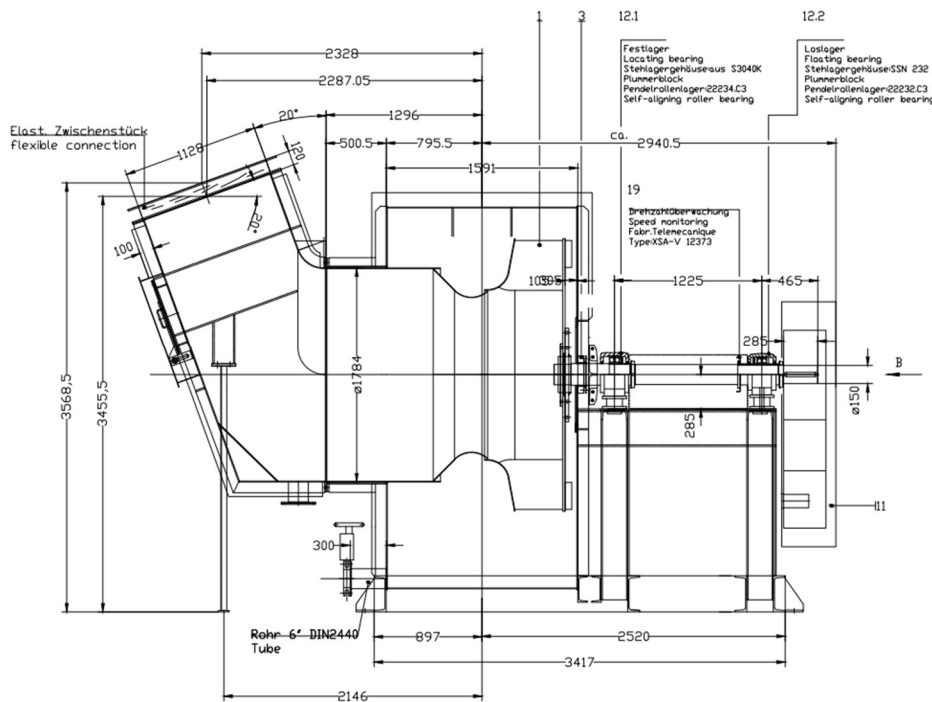


Figura 5.14 – Disegno tecnico del ventilatore e del suo alloggiamento, vista in sezione, sezione A-A.

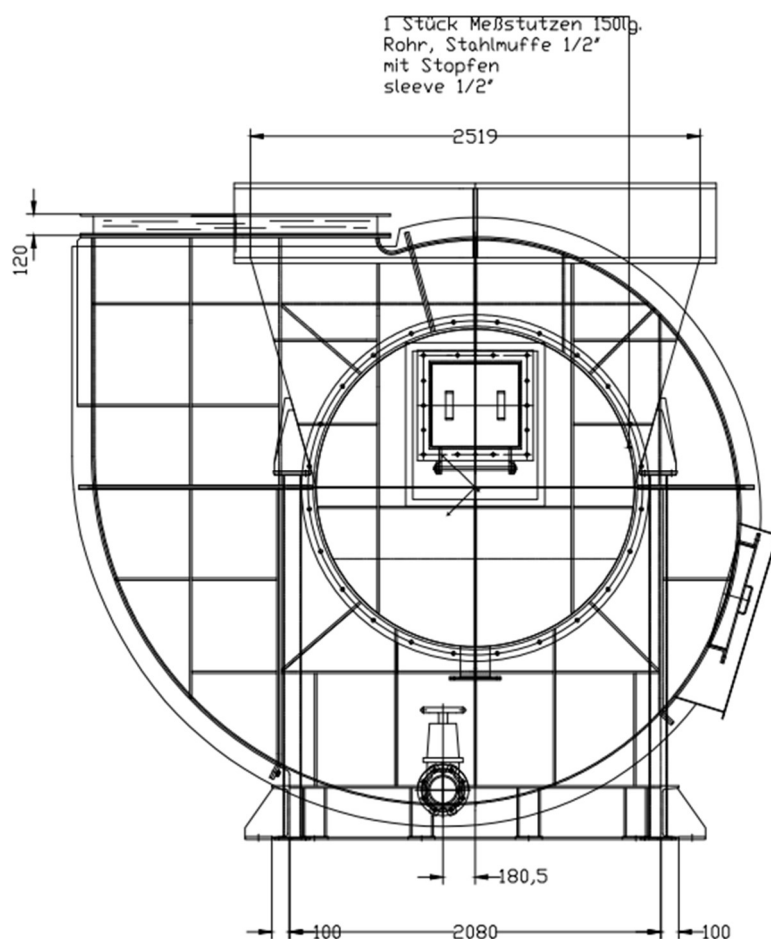


Figura 5.15 – Disegno tecnico del ventilatore e del suo alloggiamento, lato aspirazione.

5.2.2 Le problematiche oggetto del caso studio

5.2.2.1 Sbilanciamento

La scelta di monitorare periodicamente e in maniera costante le vibrazioni del ventilatore dell'essiccatoio nasce in seguito ad un evento catastrofico avvenuto nel 2019. Il collegamento dei due alberi, quello del motore e quello della ventola, è stato realizzato mediante cinghie trapezoidali. Lo scopo delle cinghie, infatti, è proprio quello di collegare in modo leggermente elastico ma pur sempre solidale, due alberi, mediante l'uso di pulegge. Per la trasmissione di potenza al ventilatore dell'essiccatoio è previsto, da manuale del costruttore, l'utilizzo di dodici cinghie. Purtroppo, però, le grandi forze assiali esercitate dalle cinghie eccessivamente tese, hanno comportato la rottura accidentale del mozzo, sottoposto peraltro anche agli sforzi tangenziali e radiali sull'albero e sul mozzo stesso, dati dal calettamento a caldo tra i due. La calettatura costituisce uno dei metodi più utilizzati per collegare albero e mozzo. Il collegamento avviene per attrito, così come la trasmissione della coppia e delle forze che si genera tra le due superfici a contatto. Ciò comporta la rotazione dei

due elementi attorno allo stesso asse nonché gli spostamenti relativi radiali e lungo l'asse di rotazione.
(2)

Riprendendo dunque la trattazione dei problemi che verranno affrontati, proprio in considerazione dell'evento incidentale del 2019, verrà approfondita la questione dello sbilanciamento e la sua analisi dal punto di vista delle vibrazioni.

5.2.2.2 Usura dei cuscinetti

Un ulteriore cambiamento importante nell'ottica manutentiva apportato alla macchina è dato dal cambiamento dei cuscinetti. In origine, il motore collegato al ventilatore era di tipo IE0, sostituito poi con un motore IE4. Questa scelta, parzialmente dettata dalla maggiore efficienza del secondo e dalla stima del risparmio energetico che un motore più performante avrebbe comportato, è stata dettata anche dal fatto che il vecchio motore non disponeva dell'isolamento dei cuscinetti. I cuscinetti rappresentano uno dei punti di guasto preferenziali nei motori elettrici. La letteratura fornisce due indagini a riguardo (cioè sui punti di guasto nei motori elettrici): la prima, svolta nel 1985 dall'*Electric Power Research Institute (EPRI)*, è stata condotta su circa 5000 motori in corrente alternata e continua impiegati in diversi ambiti e per diverse applicazioni in campo industriale negli USA, con potenze superiori ai 150 kW. La maggior parte dei motori studiati sono asincroni alimentati a tensione maggiore di 1000 V. La seconda, del 1995, è limitata ad aziende del settore petrolifero in Norvegia e include solamente motori asincroni con rotore a gabbia con potenze superiori ai 10 kW, la maggior parte dei quali a tensione inferiore a 1000 V.^[10]

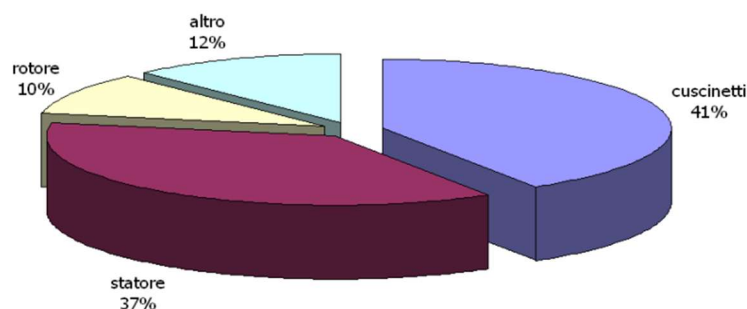


Figura 5.17 – Tipi di guasti nei motori asincroni, risultati dell'indagine EPRI del 1985. ^[10]

Il fenomeno che vede il passaggio di corrente nei cuscinetti dei motori elettrici è noto da tempo e riguarda principalmente le applicazioni con motori in corrente alternata alimentati attraverso un convertitore di frequenza (inverter). Il nome con cui normalmente ci si riferisce a questo evento, è: *correnti d'albero*. Tutte le macchine rotanti di piccola o grande potenza sviluppano correnti d'albero. La causa principale di questo fenomeno è identificabile nelle disimmetrie magnetiche causanti elevati valori di tensione sull'albero del rotore e, per via delle proprietà anisotrope dei materiali magnetici, non eliminabili: la simmetria perfetta è infatti difficilmente raggiungibile. Tali dissimmetrie magnetiche provocano dei flussi asimmetrici variabili nel tempo che inducono tensioni sull'albero, portando come risultato la circolazione di correnti nei cuscinetti, limitate esclusivamente

dall'impedenza degli stessi. Nasce da queste considerazioni, l'esigenza di avere un'impedenza prodotta dall'isolamento che sia il più elevata possibile. Ciò, è conseguibile se la resistenza dello strato isolante risulta elevata e la sua capacità ridotta. La soluzione logica prevederebbe uno strato di isolamento il più spesso possibile ed una superficie minima. Nel caso dei cuscinetti, sarebbe dunque opportuno che l'applicazione dello strato isolante fosse sull'anello interno, ma per motivi di costi e semplicità di produzione, si utilizza comunemente isolare l'anello esterno, capace di garantire ugualmente una protezione sufficiente ^[11]. La corrente nei cuscinetti si genera attraverso:

- Il controllo della tensione con modulazione dell'ampiezza di impulso (PWM);
- Un cablaggio asimmetrico e non schermato del motore;
- L'assenza di un'ideale connessione a terra della struttura del motore.

All'origine dei primi due tipi di corrente vi è la tensione di modo comune all'uscita dell'inverter dovuta al fatto che la somma delle tre tensioni non è uguale a zero. Il terzo tipo invece, è dovuta al comportamento dell'inverter: il convertitore di frequenza cerca di simulare un'alimentazione a tensione sinusoidale generando segnali a impulsi con un'elevata frequenza di commutazione e un rapido fronte di salita; tali impulsi provocano correnti di scarica capacitiva. ^[12]

L'effetto che il passaggio di corrente genera nei cuscinetti comporta il deterioramento precoce della superficie delle sfere e delle piste di rotolamento a causa del calore che si sviluppa, provocando fusioni localizzate delle superfici con conseguente distacco di particelle di materiale. Inoltre, il danneggiamento causato dalla corrente è identificabile anche nei casi in cui: le sfere appaiono opache, le piste di rotolamento presentano segni perpendicolari al senso di rotazione, il grasso lubrificante appare duro a causa della carbonizzazione dovuta alle alte temperature. Esempi sono visibili in Figura 5.18.



Figura 5.18 – Immagini che mostrano i danneggiamenti causati dal passaggio di corrente elettrica attraverso i cuscinetti ^[12]

Nonostante il cambio del motore ad oggi è ancora necessario intervenire secondo un piano di manutenzione reattiva all'incirca ogni due anni poiché, il cuscinetto non isolato, subisce comunque danni legati alle correnti d'albero. I cuscinetti vengono tipicamente sostituiti in coppia. Possibili soluzioni del problema sono:

- a. Idonea schermatura dei cavi; Quando si ha a che fare con motori per grandi applicazioni sotto inverter questa soluzione di solito è la più indicata.

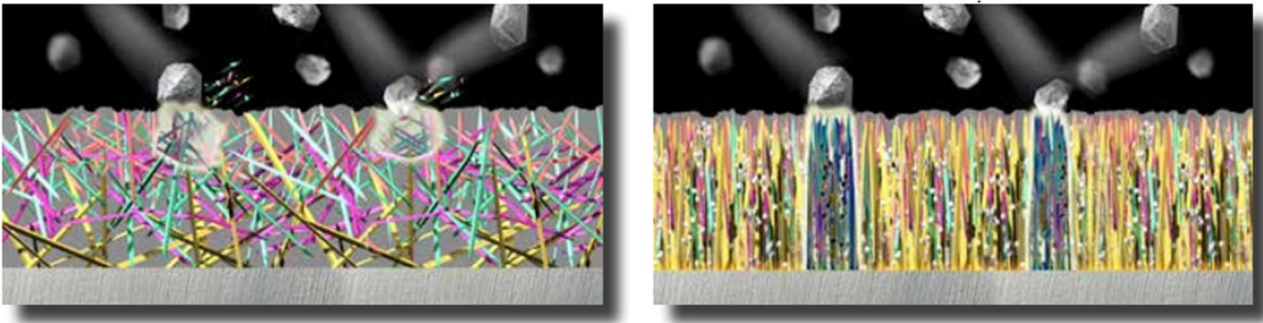
- b. Applicazione di appositi filtri sull'inverter;
- c. Isolare entrambi i cuscinetti; Tipicamente si adotta un solo cuscinetto isolato che corrisponde a quello montato sul lato posteriore del motore ed è composto da un cuscinetto a sfere con anello esterno rivestito in materiale ceramico isolante. Nel caso dell'oggetto studio l'isolamento di entrambi i cuscinetti è impossibilitato dalla conformazione geometrica di quello più robusto che richiederebbe un isolamento ad hoc.



Figura 5.19 – Cuscinetti isolati elettricamente. [12]

5.2.2.3 Usura della girante

La girante del ventilatore possiede quattordici pale costituite da piastre in ferro ricoperte da un filo di saldatura ai carburi di tungsteno. Nello specifico si tratta di piastre anti-usura CDP 4624 fornite dal gruppo Castolin Eutectic e, sempre al gruppo Castolin, appartiene il filo di saldatura EnDOtec DO*48 utilizzato nelle operazioni di ripristino. Le pale sono riportate con una lega a carburi di cromo, ideale per applicazioni dove è richiesto il giusto equilibrio tra prezzo e durata in servizio, mantenendo un alto standard qualitativo di saldatura con l'ottenimento di una superficie liscia. Gli elementi leganti sono carbonio e cromo, la durezza è di 57-62 HRC, ed il contenuto di carburi è superiore al 30%. La scelta di adottare le Piastre CDP è dettata dal fatto che le stesse vengano progettate proprio per fornire una resistenza eccezionale all'erosione e all'abrasione. Queste prestazioni derivano in primo luogo da fasi extra dure ancorate in una matrice tenace che le rende fino a tre volte più dure rispetto alla maggior parte dei materiali abrasivi che intervengono nei processi industriali, ed in secondo, da un processo di raffreddamento controllato nella fase di solidificazione del riporto. L'ultimo passaggio, infatti, consente di ottenere una tipologia di fasi dure, dalla geometria aghiforme, uniformemente disperse, regolarmente orientate per offrire massima resistenza ad usura e fortemente ancorate alla matrice; ciò, consente di prevenire il distacco prematuro delle fasi, più dure, dalla matrice, più tenera [17]. I due dischi della girante sono invece in acciaio Corten-S235J e vengono anch'essi ricoperti, parzialmente, con il medesimo filo utilizzato per le pale: DO48.



L'impiego di legno di scarto e la grande quantità di materiali quali vetro polverizzato e sabbia contenuti al suo interno, comportano una rapida usura delle pale della girante: esse si consumano fino a formare dei veri e propri buchi. Questo fenomeno dà vita a squilibri che vengono letti dal sensore delle vibrazioni. L'intervento di ripristino delle pale avviene ogni quaranta o cinquanta giorni. Un ulteriore intervento manutentivo connesso alla sporcizia del materiale lavorato è quello che prevede il restauro dell'alloggiamento stesso del ventilatore. Per far fronte all'enorme potenza corrosiva della sabbia contenuta nel legno tritato, l'involucro interno dell'alloggiamento della girante è stato rivestito

Figura 5.20 – A sinistra, la struttura di una saldatura convenzionale: a causa delle fasi dure orientate casualmente, si usura più rapidamente. A destra, la disposizione ideale delle fasi dure che, grazie al forte orientamento, consentono di perseguire una maggiore resistenza all'usura. ^[17]



Figura 5.21 – Foto del riporto eseguito con filo Endotec DO48 Castolin. I due indicatori in alto a sinistra mostrano i due strati esistenti: uno costituisce la base ferrosa della pala della girante mentre quello sotto mostra il riporto. Il cerchio a destra mette in evidenza il filo di saldatura: sulla destra è visibile il disco della girante ricoperto dal filo.

con allumina sinterizzata che, nonostante la sua eccezionale durezza, si consuma parzialmente. Per far fronte a questo problema che comporta, con una frequenza non trascurabile, la fermata dell'impianto produttivo per il ripristino della girante, è stata presa in considerazione l'idea di provvedere alla sostituzione di quella esistente con una più efficiente, la cui geometria delle pale consentirebbe un danneggiamento più uniforme delle stesse consentendo di fermare il processo ad intervalli temporali più lunghi. Il risparmio energetico stimato, si tradurrebbe di fatto in vantaggi tecnici e benefici economici. Un'indagine condotta preliminarmente dalla ditta fornitrice della nuova Turbogirante stima una diminuzione del consumo di energia dell'otto per cento; tradotto in denaro, si tratterebbe di circa sessantamila euro ma la sostituzione di quella esistente con la nuova tipologia configura ad oggi solo un'ipotesi. Di seguito è possibile vedere alcune foto degli effetti dell'usura che coinvolgono sia il ventilatore, che il suo alloggiamento. La Figura 5.27 mostra invece la geometria della nuova tipologia di ventilatore che si vorrebbe adottare.

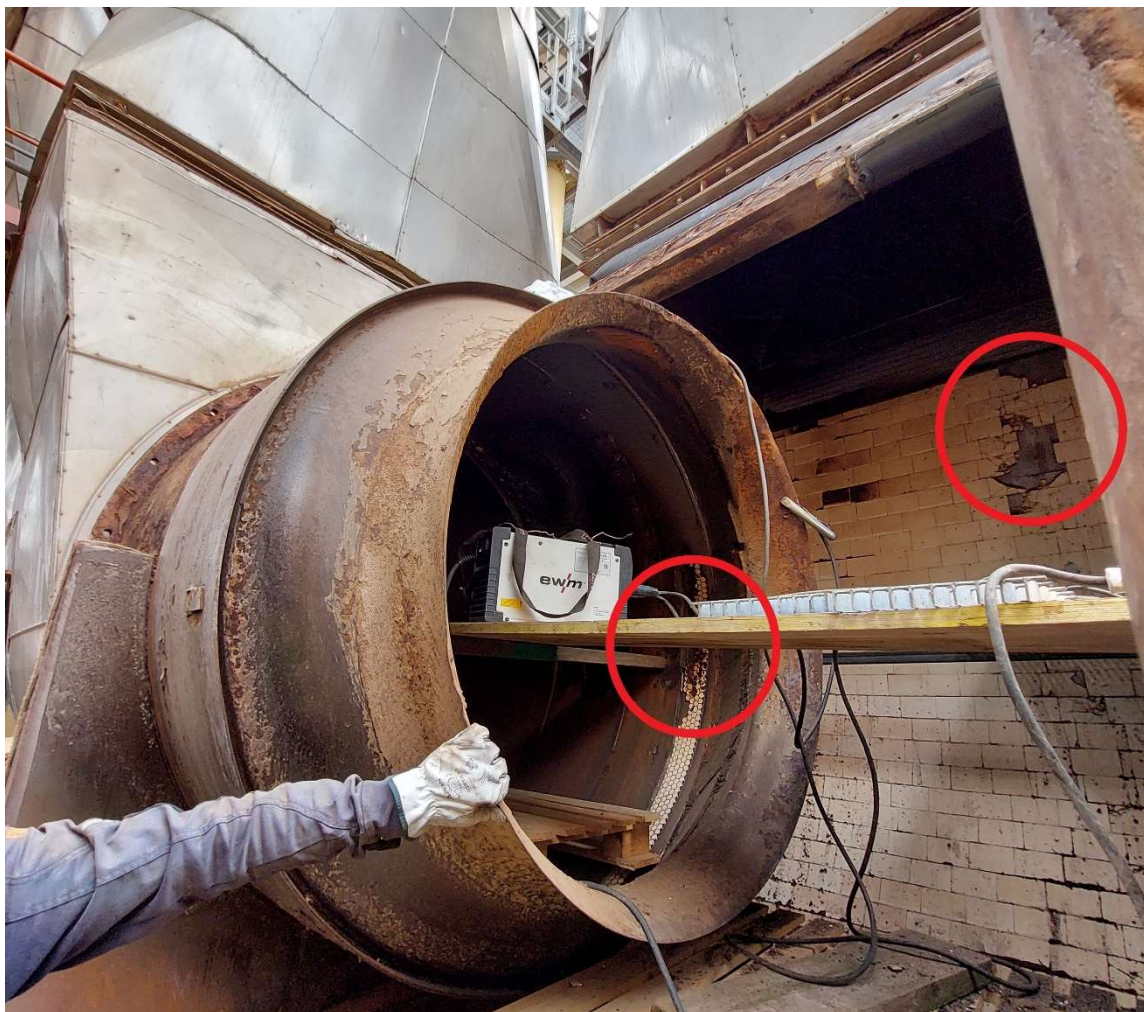


Figura 5.22 – Foto dell'alloggiamento del ventilatore, vista interna. Il materiale ceramico (bianco) appare danneggiato.



Figura 5.23 – Fotografie della girante usurata.



Figura 5.24 – Fotografie della girante riportata e verniciata.



Figura 5.25 – Fotografie della girante usurata: si osservi, a sinistra, il grado di usura di una delle pale; a destra, quello di un bullone che appare molto levigato a causa di polvere, sabbia e altri detriti.



Figura 5.26 – Dettagli fotografici del grado di usura delle pale della girante.



Figura 5.27 – Fotografia della girante che si prevede di sostituire a quella oggetto dello studio.

Capitolo 6

Lo studio

Lo scopo del sesto capitolo è quello di illustrare i dati raccolti e le modalità con il quale ciò è stato fatto. In particolare, costituirà una raccolta di informazioni utili ai fini della conduzione di un'analisi analoga a quella svolta, mostrando come le tecnologie moderne siano in grado di fornire indicazioni preziose sullo stato di salute dei macchinari attraverso l'analisi vibrazionale, con conseguenti risvolti positivi sulla sicurezza generale degli impianti.

6.1 Acquisizione dati nella *vibration analysis*

La misurazione delle vibrazioni vera e propria costituisce l'aspetto più importante di un programma di analisi vibrazionale: se alla base di tutto non vi è una raccolta dati buona ed efficace, risulterà impossibile raggiungere dei buoni risultati. Nell'assicurarsi che il processo di acquisizione dati sia svolto idoneamente, che le misurazioni siano valide e che l'andamento delle vibrazioni nel tempo sia stato sempre rilevato sensatamente, gioca un ruolo importante la *ripetibilità* del processo stesso. Il termine *ripetibilità* sta a significare che da oggi e negli anni a venire, ogni volta che la macchina verrà testata, dovrà essere sottoposta a test uguali tra loro, dovrà funzionare alla stessa velocità e nelle stesse condizioni di carico. È d'obbligo che venga effettuata una buona raccolta dati; ciò non risulterà possibile se:

- La macchina non sta operando alla velocità corretta e sotto le opportune condizioni di carico;
- Il sensore utilizzato è inadatto;
- Il sensore non è montato correttamente;
- Il sensore è posizionato male o mal orientato.

In sintesi, l'obiettivo della manutenzione su condizione è quello di rilevare dei cambiamenti nelle condizioni di esercizio del macchinario. In tal caso sarà possibile concludere che esistono delle variazioni meccaniche non trascurabili nel processo e si potrà intervenire con le operazioni di ripristino. Sfortunatamente però, cambiamenti nel modo in cui le vibrazioni si mostrano sono dettati anche da sbagli nelle operazioni sopracitate, ragion per cui è difficoltoso, anche per analisti esperti, sapere a cosa siano dovuti queste variazioni: da qui, ancora una volta, l'importanza del poter ripetere in maniera esatta il procedimento di acquisizione dati. Anche i moderni software impiegati per le analisi assumono che quanto gli viene comunicato dagli strumenti di misurazione sia corretto, cioè: che i punti di misurazione siano esatti, che la macchina stesse operando nelle condizioni di funzionamento standard adeguate, che i sensori siano montati correttamente e non vi siano problemi elettrici.^{[1][5]}

In virtù della ricerca di cambiamenti nel pattern vibrazionale della macchina, il processo viene ripetuto quotidianamente, tipicamente ad intervalli temporali di trenta/novanta giorni. In breve, il processo di acquisizione può essere riassunto come segue:

- Un “percorso” di specifici punto viene caricato nel raccogliitore/analizzatore di dati;
- Si segue il percorso tracciato misurando le vibrazioni e appuntandosi alcune osservazioni;
- Il tutto viene caricato nel computer;
- I dati vengono studiati e confrontati coi valori limite prefissati (tipicamente indicati dalla norma). Il software può generare un report sui punti critici, capaci di far scattare allarmi;
- L’analisi è completata.^[1]

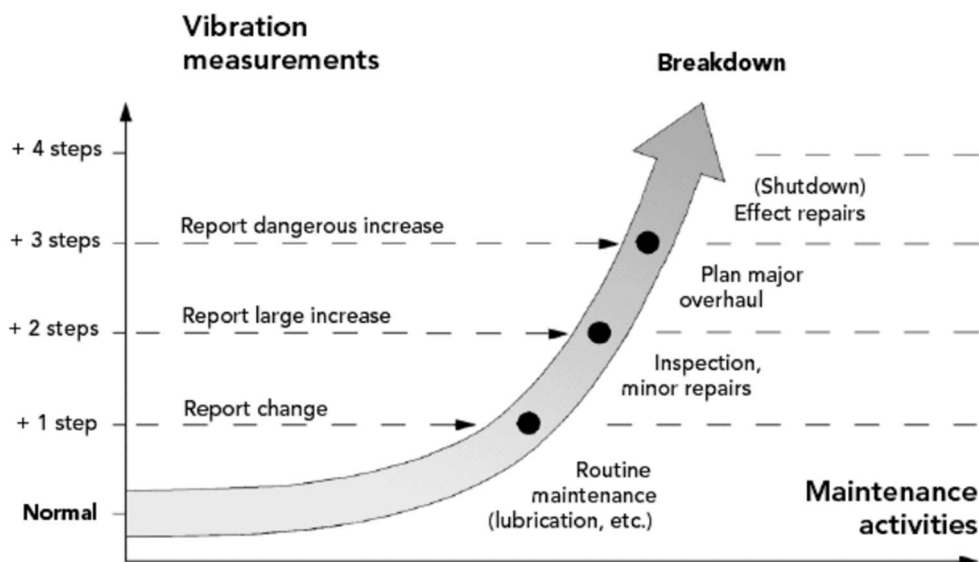


Figura 6.1 – Pianificazione delle attività manutentive da svolgere fondate sui cambiamenti individuati nelle condizioni di esercizio e sull’entità degli stessi ^[2].

6.2 Introduzione agli strumenti

Per misurare le vibrazioni di macchinari e strutture vengono utilizzati trasduttori e pick-up. Questi, convertono un tipo di energia, in questo caso le vibrazioni, in una tipologia di energia differente, di solito corrente o tensione elettrica. La scelta del sensore da utilizzare è dettata dalle condizioni ambientali in cui opera la macchina sottoposta a sorveglianza, dalle caratteristiche proprie della stessa e dalla sua velocità di funzionamento (o dalle frequenze che si desidera misurare). Esistono principalmente tre tipologie di sensori comunemente usati per la misurazione delle vibrazioni nelle macchine rotanti, e sono:

- Sonde di spostamento o di prossimità;
- Sonde di velocità o velocimetri;

- Accelerometri.

Questi strumenti misurano rispettivamente lo spostamento, la velocità e l'accelerazione. L'impiego di un certo sensore piuttosto che di un altro, avrà un impatto sulle informazioni che saranno rese visibili all'analista.

Dal momento che nella conduzione della presente analisi si è utilizzato un accelerometro, la trattazione inerente i trasduttori di spostamento e velocità sarà breve ed estremamente riassuntiva mentre più spazio sarà riservato a quella inerente gli accelerometri.

6.2.1 Trasduttori di spostamento o prossimità

I trasduttori di spostamento misurano il movimento relativo tra l'albero e la punta del sensore e, normalmente, vengono montati permanentemente in corrispondenza dei cuscinetti. Per questa ragione sono tipicamente utilizzati in programmi di manutenzione continua o in sistemi di protezione che prevedono l'azionamento di un allarme qualora la macchina dovesse fermarsi o l'albero dovesse oscillare troppo in direzione dei cuscinetti.

I vantaggi principali sono:

- Risposta ad una vasta gamma di frequenze: da 0 Hz a 10000 kHz;
- Misurazione del reale spostamento relativo tra l'albero ed il cuscinetto: 1 mm – 10 mm, o 40 mil – 400 mil;
- Buona affidabilità;
- Applicabilità in un ampio intervallo di temperatura: da -50°C a 200°C (corrispondente a -60°F fino a 390°F).

Gli svantaggi invece sono:

- Costosità;
- Difficoltà di installazione;
- Difficoltà di calibrazione;
- Il disassamento dell'albero ed i difetti superficiali possono provocare falsi segnali.^[1]

6.2.2 Trasduttori di velocità

Nonostante ci si riferisca spesso alla velocità in termini di unità di misura per le vibrazioni, non è comune l'utilizzo dei trasduttori di velocità. Infatti, risulta molto più frequente l'utilizzo di accelerometri e, successivamente, la conversione dell'accelerazione in velocità mediante il collettore dati; moltissimi accelerometri contengono al loro interno dei programmi di calcolo che gli permettono

di integrare l'accelerazione ricavando quindi la velocità. Nonostante tutto, in alcune realtà vengono ugualmente utilizzati velocimetri e trasduttori di velocità.

I vantaggi sono:

- Non richiedono potenza dall'esterno: generano elettricità;
- Il segnale in uscita è potente;
- Facilità di utilizzo: non sono particolarmente sensibili a problemi di montaggio;
- Capacità di operare ad elevate temperature: da -50°C a 200°C (corrispondente a -60°F fino a 390°F).

Gli svantaggi:

- Inadeguatezza per misurazioni a frequenze molto basse e molto elevate: da 1 Hz a 2000 Hz;
- La calibrazione varia in base alla temperatura;
- Dimensioni "elevate";
- Ridotta accuratezza.^[1]

6.2.3 Accelerometri

Gli accelerometri sono indubbiamente lo strumento più utilizzato in ambito di misurazione delle vibrazioni nel monitoraggio delle macchine. Il principio di funzionamento è il medesimo per la maggior parte degli accelerometri e consiste nella rilevazione dell'inerzia di una massa quando viene sottoposta ad un'accelerazione; il sensore di cui è dotato trasforma lo spostamento della massa in un segnale elettrico, acquisibile attraverso moderni sistemi di misura ⁽⁴⁾. Tutti i collettori di dati portatili sono muniti di un accelerometro, anche se molti analisti convertono i dati raccolti integrando l'accelerazione per leggerli in relazione alla velocità. Le unità di misura della velocità includono: G o g RMS o Pk, mm/s^2 RMS, in/s^2 e AdB.

Esistono svariati tipi di accelerometri: accelerometri estensimetrici, piezoresistivi, LVDT (*Linear Variable Differential Transformer*), capacitivi, piezoelettrici, laser, gravimetri.

I principali vantaggi degli accelerometri sono rappresentati da:

- Possibilità di impiego per un ampio intervallo di frequenze: 0,1 Hz – 30 kHz. Esistono anche modelli speciali in grado di rilevare anche frequenze più elevate;
- Possibilità di impiego in un ampio intervallo di temperature: fino a 125°C (260°F). Modelli speciali sono in grado di sopportare temperature più elevate;
- Elevata resistenza e vasta gamma di design per adattarsi a numerose applicazioni;
- Possibilità di rilevare informazioni anche su spostamento e velocità (che vengono forniti come output attraverso operazioni di integrazione interne);
- Elevata stabilità: consente di mantenere la calibrazione per un lungo periodo di tempo.

Gli svantaggi, invece, sono:

- Non reattivi fino a 0 Hz (ma esistono accelerometri adatti anche alle bassissime frequenze);
- Limiti di utilizzo legati alla temperatura a causa dell'elettronica interna.^[1]

6.3 Strumenti utilizzati

Per il monitoraggio delle vibrazioni del ventilatore dell'essiccatoio, sono stati utilizzati principalmente tre strumenti:

- 1) Un software dedicato: SPM Condmaster Ruby.
- 2) Uno strumento portatile: SPM Leonova Emerald.
- 3) Un accelerometro: trasduttore SPM tipo SLD144S.

6.3.1 Software Condmaster Ruby

Condmaster Ruby è un software dell'azienda SPM; costituisce un programma completo di monitoraggio delle condizioni e manutenzione predittiva. Condmaster è in grado di comunicare con tutti gli strumenti portatili ed i sistemi online al fine di monitorare in maniera continua le condizioni operative dell'impianto esaminato. In particolare, supporta le funzioni più innovative contenute nel pacchetto per l'analisi avanzata delle vibrazioni degli strumenti Leonova. Tra le sue funzioni vi sono:

- SPM HD o la misura dello *shock pulse** fanno parte della piattaforma Condmaster e possono essere utilizzate in concomitanza alla misurazione LR/HR**;
- Panoramica degli spettri a colori per una visualizzazione storica di migliaia di spettri su un periodo temporale più esteso;
- Condition Manager per una configurazione flessibile degli allarmi, in cui i limiti si adattano automaticamente alle condizioni di funzionamento del macchinario in un dato momento;
- Immagini dei punti di misura: è possibile collegare immagini o foto a punti di misura, con possibilità di visualizzazione in vari elementi Condmaster, ad esempio la lista degli allarmi, la valutazione grafica, la panoramica degli spettri a colori;

* Shock Pulse Method (SPM): il metodo dello shock pulse è una tecnica brevettata per l'utilizzo dei segnali provenienti dai cuscinetti rotanti come base per un monitoraggio efficace. Dalla sua scoperta, nel 1969, è stato sviluppato e ampliato fino ad essere riconosciuto ed applicato a livello mondiale per il monitoraggio delle condizioni dei cuscinetti rotanti e per la manutenzione dei macchinari ⁽⁶⁾.

** LR/HR: il metodo LR/HR è stato sviluppato a partire dal metodo shock pulse per diagnosticare le condizioni dei cuscinetti volventi. Consente di analizzare con precisione le condizioni del velo lubrificante nell'interfaccia di rotolamento e contiene modelli di calcolo utilizzabili per individuare il lubrificante ottimale. LR ed HR sono valori non elaborati misurati in dBsv (decibel shock value) e stanno rispettivamente per *low range* e *high range* (identificano la quantità rilevata al secondo di shock pulse provenienti dal cuscinetto, vengono tradotti come *basso ed alto tasso di ricorrenza*) ⁽⁷⁾.

- Punti di misura in evidenza: questa funzione segnala i punti di misura di particolare interesse all'interno di una finestra separata per agevolare l'osservazione più da vicino;
- Potenza spettro: filtra i segnali indesiderati per offrire un'immagine più chiara di quelli pertinenti;
- Pubblica andamenti e allarmi su internet: consente di visualizzare gli andamenti e gli allarmi sulla maggior parte dei dispositivi mobili (smartphone, tablet, computer) senza dover accedere al Condmaster.

Inoltre, gli algoritmi della funzione Order Tracking HD producono spettri altamente dettagliati e privi di qualsiasi sbavatura.

Tutte le informazioni necessarie per la valutazione delle condizioni dei macchinari sono racchiuse nel programma: catalogo completo di cuscinetti, dati relativi alla lubrificazione, calcolo della vita utile dei cuscinetti, regole di valutazione SPM, valori limite ISO, modelli matematici per l'analisi degli spettri e l'individuazione dei sintomi di avaria e molte altre. Il software include anche funzioni di importazione ed esportazione dei dati, piena sicurezza del sistema grazie a quattro diversi livelli di accesso e la possibilità di amministrare tutte le attività di manutenzione generando anche statistiche sui guasti ⁽⁵⁾.

La Figura 6.3 alla pagina seguente mostra l'esatta interfaccia visualizzata all'avvio del programma per lo specifico caso studio trattato. (Per ragioni di spazio si è ritenuto opportuno dedicare all'immagine un'intera facciata in modo da cercare di garantirne, nella misura del possibile, una migliore leggibilità).



Figura 6.2 – Logo del software SPM Condmaster Ruby.

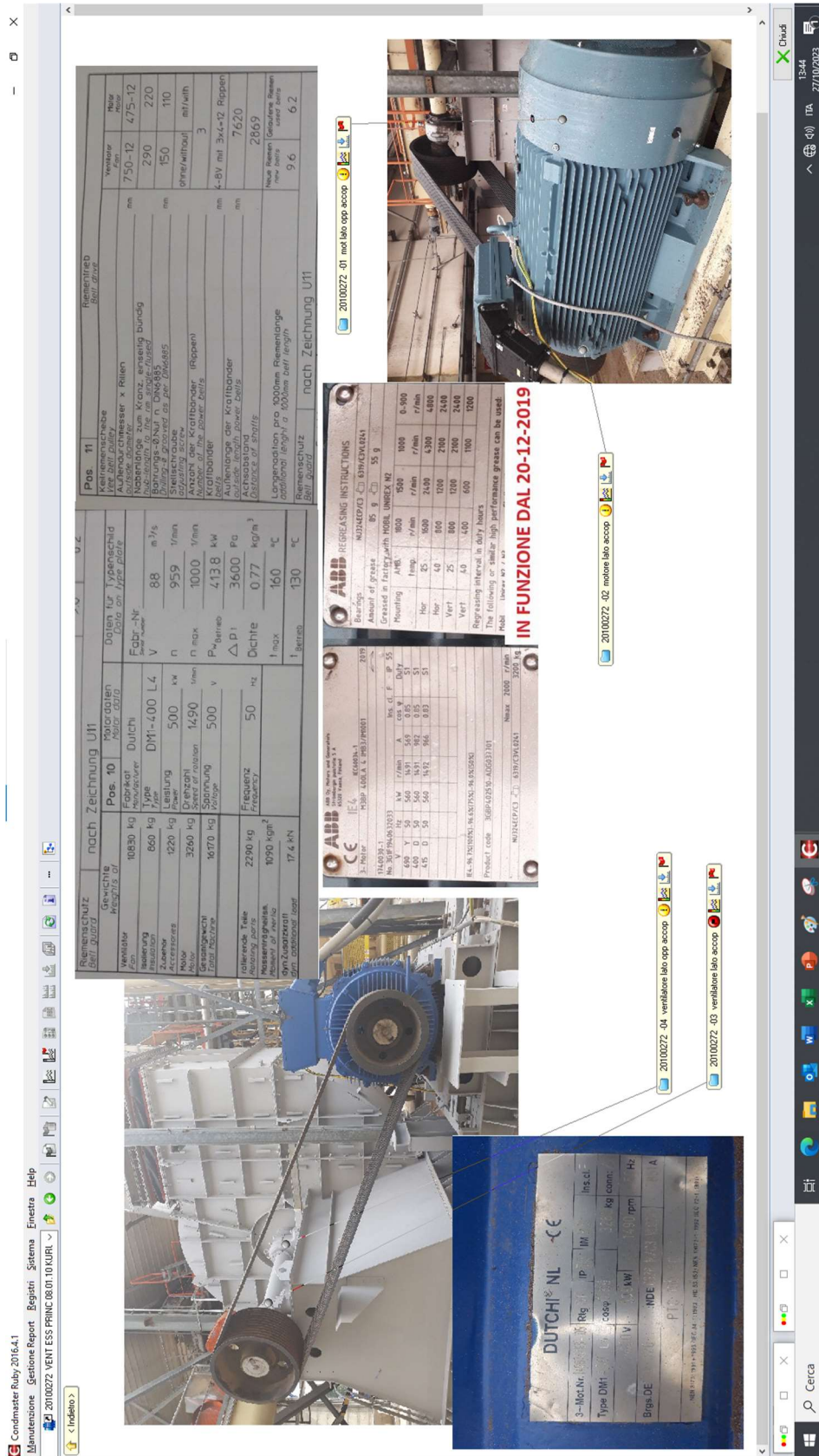


Figura 6.3 – Interfaccia visualizzata all’avvio del programma Condmaster Ruby. In questa schermata è possibile osservare la funzione di visualizzazione dei punti di misura in correlazione alle immagini caricate dall’utente elencata tra le qualità del software alla pagina precedente.

6.3.2 Leonova Emerald

Il Leonova Emerald è uno strumento portatile ed intuitivo, efficace per misurare le condizioni dei macchinari all'interno di ambienti industriali difficili, appartenente alla SPM Instrument. Robusto e resistente all'usura, possiede potenti funzioni nel campo del monitoraggio per la ricerca di guasti di macchine: il modello Emerald include SPM HD (proprio come il software Condmaster Ruby) che permette il monitoraggio delle condizioni operative dei cuscinetti oltre ad un'avanzata analisi delle vibrazioni per la verifica delle condizioni generali di salute dell'oggetto sorvegliato.

Leonova Emerald è quindi un collettore dati ed analizzatore di segnale multifunzione, portatile, ricaricabile, leggero, ergonomico e abbastanza semplice da usare. Viene utilizzato tipicamente per monitorare e diagnosticare le condizioni di una macchina e ciò può essere fatto agevolmente attraverso la tastierina di cui è dotato. I dati fondamentali necessari nell'impostazione della misurazione possono essere immessi manualmente o scaricati da Condmaster Ruby. Lo strumento viene fornito già programmato per consentire di svolgere illimitatamente diverse misurazioni, che sono: misurazione della velocità (rpm), misurazione dello shock pulse, RMS della vibrazione in accordo alla norma ISO 2372, misurazione della temperatura e funzione di stetoscopio. L'utilizzo di altre funzioni di tipo analitico e diagnostico deve essere selezionato dall'utente ⁽⁸⁾.

6.3.2.1 Caratteristiche tecniche

- Dimensioni: 306 x 10 x 71 mm;
- Peso: 860 g;
- Schermo: a colori TFT, 240 x 320 pixel, schermo da 3,5 pollici, retroilluminazione regolabile;
- Custodia: involucro gommato resistente a shock ed impatti, brusche variazioni di temperatura, campi elettromagnetici, grado di protezione IP65.

6.3.2.2 Caratteristiche generali

- Vibrazione a un canale (significa che è in grado di elaborare gli input che derivano da un accelerometro per volta);
- Tasti di funzione programmabili;
- Può essere usato con una sola mano, destra o sinistra;
- Transponder RF per l'identificazione senza contatto dei punti di misura, funzioni di lettura e scrittura collegate a medagliette CondID®;
- Comunicazione USB;
- Caricamento intelligente della batteria con indicazione del livello di carica;
- Misure della velocità 1 – 150.000 rpm;
- Vibrazione da 0 (DC) a 40 kHz;
- Campo dinamico fino a 120 dB;
- Spettro FFT fino a 12.800 linee;
- Inviluppo, ingrandimento reale, misura simultanea;
- Sintomi pre-guasto per analisi dello spettro;
- Spettro a cascata, di fase e in tempo reale;
- Diagrammi Bode e Nyquist;
- Tracciamento del valore di picco, cuffie;
- Transducer line test automatico;

- Batteria Li-Ion per un minimo di 18 ore di normale utilizzo;
- Scarica migliaia di punti di misura;
- Visualizzazione storica che include fino a 100 gruppi di risultati di misura e commenti per ogni punto;
- Grafici con tempo e zoom della scala;
- Fino a 50 ore di memorizzazione;
- Compatibile con trasduttori di vibrazione IEPE (ICP) standard;
- Registrazione vocale dei commenti;
- Valutazione delle condizioni in verde – giallo – rosso;
- Sovrapposizione medie;
- Spettro di vibrazione in Hz, CPM o ordini;
- Piattaforma Windows® CE;
- Processore da 400 MHz;
- 256 MB RAM, 512 MB Flash e memoria SD da 1 GB.

Il Leonova Emerald si presenta come visibile nelle figure seguenti: Figura 6.4 e 6.5.



Figura 6.4 – Panoramica dello strumento Leonova Emerald ^[18].



Figura 6.5 – Fotografia del Leonova Emerald e dell'equipaggiamento in dotazione: valigetta per il trasporto, cuffie, sonda tachimetrica e di temperatura, trasduttori di vibrazione e trasduttori SPM..



Figura 6.6 – Schermata di selezione della macchina che si intende misurare del Leonova Emerald. Il ventilatore del caso studio è denominato “VENT ESS PRINC”. L’immagine a destra è rappresentativa della portatilità dello strumento durante un’operazione di misurazione delle vibrazioni.

6.3.3 Accelerometro

Per la conduzione dell’analisi si è utilizzato un accelerometro piezoelettrico. Questa tipologia di accelerometro è attualmente considerata la migliore disponibile per la misura assoluta delle vibrazioni. La sua robustezza ed affidabilità gli consentono di mantenere stabili a lungo le sue caratteristiche. L’accelerometro piezoelettrico è autogenerante, cioè non necessita di alimentazione, inoltre non possiede elementi mobili che possono usurarsi nel tempo. Può funzionare a temperature estreme, ma è limitato da un’elevata impedenza di output che necessita di cavi a bassa rumorosità e amplificatori di carica per condizionare il segnale. Come funziona? Al cuore di un accelerometro è presente una porzione di materiale piezoelettrico, solitamente un cristallo o una ceramica ferroelettrica con polarizzazione artificiale, che possiede la proprietà di essere piezoelettrico: quando viene sollecitato meccanicamente, che sia per tensione, compressione o taglio, genera una carica elettrica attraverso le sue facce polari e proporzionale alla forza applicata. La caratteristica per la quale alcuni materiali dielettrici generano una differenza di potenziale quando sottoposti a sollecitazioni meccaniche è proprio la piezoelettricità. Quando al cristallo viene applicata una

deformazione, appaiono sulle facce opposte cariche elettriche di segno contrario. I trasduttori operanti in base a questa proprietà vengono indicati con il termine *trasduttori piezoelettrici* ⁽⁹⁾[19].

Più nello specifico, l'accelerometro adottato nella misurazione delle vibrazioni del ventilatore dell'essiccatoio è di tipo piezoelettrico a compressione ed è dotato di un supporto magnetico. La differenza tra il tipo a compressione e a taglio risiede nella modalità di costruzione dell'oggetto stesso; per questa ragione non è possibile sapere a quale categoria appartenga un accelerometro osservandolo, ma deve essere specificato dal costruttore. In quelli a compressione gli elementi piezoelettrici vengono impilati gli uni sugli altri e sottoposti, attraverso una vite, ad un certo carico predefinito che li schiaccia gli uni sugli altri ⁽⁹⁾[19].

I trasduttori SPM Instruments vengono tarati singolarmente, possiedono un preamplificatore incorporato e sono progettati per il monitoraggio delle vibrazioni di macchinari industriali e per resistere, di conseguenza, all'ostilità di tali ambienti. Gli alloggiamenti sono realizzati in acciaio inossidabile resistente agli acidi, l'isolamento della custodia e la chiusura ermetica contribuiscono a renderli più robusti.

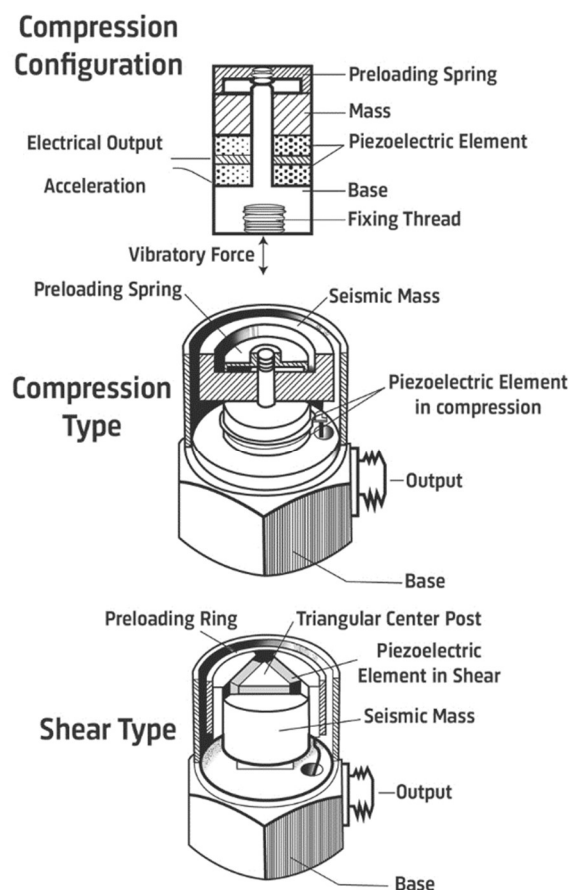
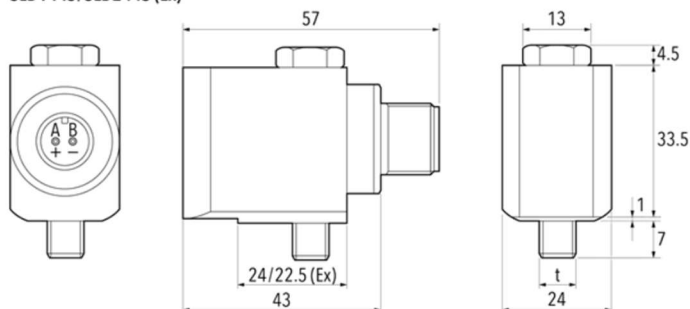


Figura 6.7 – Disegno schematico di trasduttori piezoelettrici di tipo a compressione, in alto, tipo a taglio, in basso ⁽⁹⁾.

Il modello adottato è il modello *SLD144S* visibile nelle immagini seguenti.

SLD144S/SLD244S (Ex)



Part numbers	Ex	Mounting thread	Connection	Frequency range	Sensitivity
SLD144	-	M6, M8, UNF	S	2-10 000 Hz	10 mV/m/s ²
SLD244	Ex	M8	S	2-10 000 Hz	10 mV/m/s ²

Figura 6.8 – Disegno tecnico schematico del trasduttore *SLD144S* di *SPM Instruments AB* utilizzato nella conduzione del monitoraggio ⁽¹⁰⁾.



Figura 6.9 – Fotografia del trasduttore utilizzato, modello *SLD144S-M8* di *SPM Instruments AB*.

6.3.4 Shock pulse transducer with probe – Trasduttore d'impulsi d'urto con sonda

La traduzione letterale è *trasduttore d'impulsi d'urto con sonda* e si riferisce alla sonda portatile a forma di penna visibile sul tavolo al centro in Figura 6.5, denominata per semplicità *penna*. Questo particolare oggetto acquistabile come accessorio per il collettore dati Leonova Emerald, non è altro che una sonda portatile utilizzata nella fase di raccolta dati per consentire l'individuazione del maggior segnale in prossimità del cuscinetto, e cioè lungo il suo alloggiamento. In alternativa, si può utilizzare per verificare la sorgente dello *shock pulse*, cioè dell'impulso d'urto, in seguito al risultato di una misurazione che lascia intuire che il cuscinetto stia operando in condizioni inidonee.

La punta della sonda è caricata a molla e può muoversi all'interno del manicotto di gomma dura. Il suo corretto utilizzo prevede che la si mantenga spinta con pressione costante contro la superficie in analisi: per farlo, è sufficiente premere fino a quando il manicotto non entra in contatto con la superficie stessa. È importante mantenere ferma la sonda e non strofinarla contro la superficie. Dal momento che si tratta di uno strumento altamente sensibile alla direzione di misurazione, deve essere puntata direttamente verso il cuscinetto in esame. Il centro della punta della sonda deve toccare la superficie ed è perciò sconveniente premerla contro cavità e raccordi più piccoli della punta della sonda. L'unica parte potenzialmente soggetta ad usura è il manicotto in gomma per la punta della sonda realizzato in gomma cloroprene (neoprene). Il manicotto è in grado di tollerare temperature fino a 110°C.

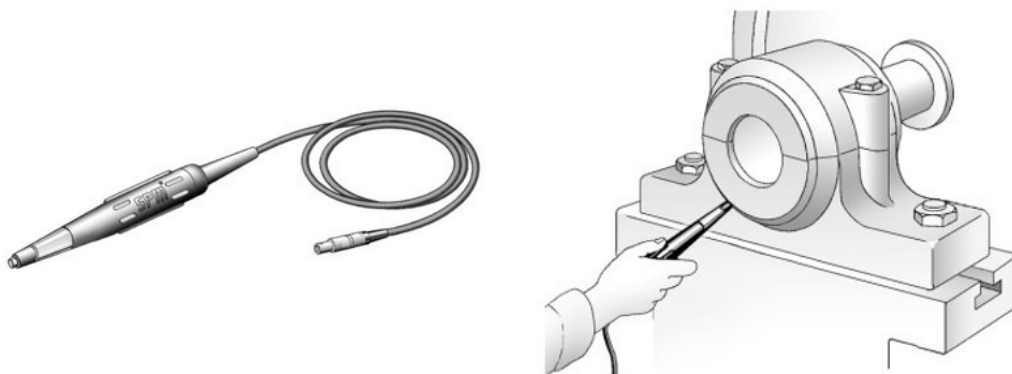


Figura 6.10 – Illustrazione di una misurazione tramite trasduttore d'impulsi d'urto con sonda e della sonda stessa (penna) ^[18].

6.4 I punti di misura

Effettuando le misurazioni in punti diversi del macchinario è possibile imparare molto sulle condizioni della macchina. La vibrazione al punto di misurazione dovrebbe essere rappresentativa del modello di vibrazione totale della macchina. Le forze coinvolte sono generalmente trasmesse alla base della macchina attraverso i cuscinetti e gli alloggiamenti. Di conseguenza, i punti di misurazione dovrebbero essere collocati sopra o vicino gli alloggiamenti dei cuscinetti. Le protezioni delle macchine, i pannelli di copertura ed altre parti meno rigide della struttura principale non sono indicate come punti di misurazione ^[2]. I differenti assi producono vibrazioni caratteristiche in grado di fornire informazioni su quanto stia accadendo internamente alla macchina, e per quali di queste sia necessario intervenire subito oppure aspettarsi un problema futuro. Perciò, è spesso essenziale misurare le vibrazioni lungo i tre assi: orizzontale (indicato normalmente con la lettera H), verticale (V) e assiale (A) ^[1]. Solitamente si esegue almeno una misurazione in direzione di ciascuno dei tre assi: i sensori rilevano le vibrazioni lungo una direzione alla volta, circa il 95% delle vibrazioni vengono misurate in linea diretta con il sensore. Le forze di sbilanciamento ruotano con l'albero e determinano vibrazioni radiali che agiscono in tutte le direzioni all'interno del piano di rotazione. La vibrazione assiale, lungo la linea dell'albero, di solito è causata dall'allineamento difettoso, per esempio agganciamenti montati in modo erraneo, o alberi inclinati. La pratica standard prevede di raccogliere letture in tutte e tre le direzioni. Delle due misure radiali, quella in direzione verticale tende a dare informazioni sulla debolezza strutturale; quella orizzontale è più rappresentativa delle condizioni di equilibrio ^[2].

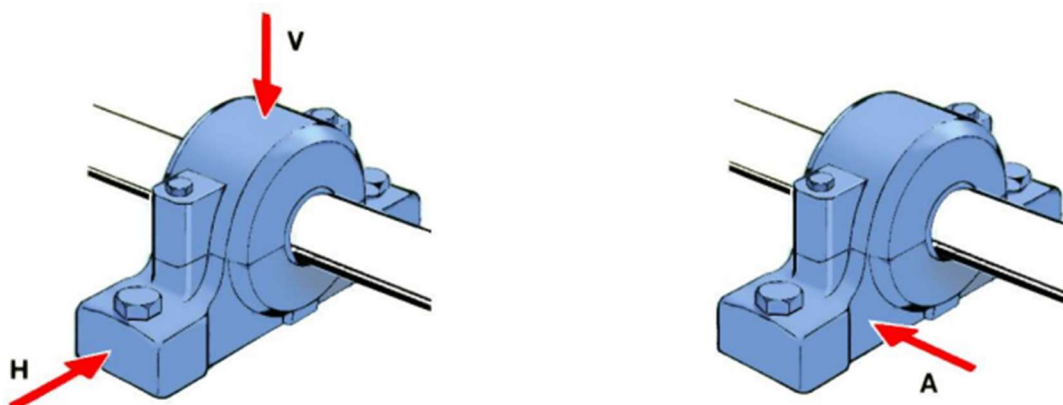


Figura 6.11 – Direzioni delle misurazioni: orizzontale (H), verticale (V), assiale (A) ^[2].

Come specificato anche al sottocapitolo §6.1, l'obiettivo da perseguire nell'analisi vibrazionale, è quello di individuare dei cambiamenti negli spettri rispetto a quello ritenuto *normale*, cioè nelle ordinarie condizioni di funzionamento della macchina. Un altro aspetto fondamentale è rappresentato anche dalla caratteristica di *ripetibilità* che l'indagine deve avere, ragion per cui sarebbe bene che i punti specifici in cui viene misurata la vibrazione fossero chiaramente indicati e segnalati sulla

macchina stessa. Sovente però, nella pratica, può risultare impossibile procedere con questo genere di acquisizione triassiale a causa della conformazione della macchina stessa e, più correttamente, a causa dell'ubicazione dei cuscinetti o delle protezioni applicate al macchinario stesso, che risultano essere insufficientemente rigidi per permettere al sensore di rilevare adeguatamente il segnale trasmesso dal motore al ventilatore (in questo caso). Nel processo di raccolta dati le linee guida da rispettare sempre e comunque sono principalmente due: al primo posto, la sicurezza. Di fondamentale e assoluta importanza è che il punto che si intende utilizzare per la misura sia accessibile e sicuro. Al secondo posto, un buon *percorso meccanico* con i cuscinetti. Su una macchina è possibile individuare vari punti soggetti al fenomeno vibratorio; può essere che quei in corrispondenza di quelli vi sia sferragliamento, risonanza, mancanza di rappresentatività delle forze cui sono sottoposti i cuscinetti. Per questo motivo, tali locazioni sono inadeguate all'utilizzo per una buona raccolta dati. Risiede qui l'importanza dell'esistenza di un buon *percorso meccanico* con i cuscinetti: la vibrazione dovrebbe viaggiare solo attraverso metallo solido e stabile, senza giochi o giunti. Perciò, è bene scegliere il percorso più breve tra sorgente e sensore che, quando scelto con attenzione, dovrebbe coincidere con quello più corto e diretto tra l'accelerometro ed il cuscinetto.

A conclusione del sottocapitolo corrente si vuole specificare che un grande contributo ai fini della buona raccolta dei dati è dato dall'analista stesso, con riferimento quindi anche ad una componente soggettiva. La manualità e l'esperienza possono fare la differenza. Annotare tutte le osservazioni che vengono fatte durante la sorveglianza di una macchina può risultare una pratica superflua, ma, in realtà, può rivelarsi cruciale. Non per niente molti programmi così come i collettori dati stessi, hanno tra le varie funzionalità presenti anche quella che prevede di inserire delle note o di registrare commenti vocali. Tipicamente le osservazioni possono riguardare perdite, odori e rumori insoliti, riscaldamento superficiale dei pezzi. Possibili indicatori di difetti sono: olio o grasso sul terreno, perdite dalle guarnizioni di una pompa, odore di grasso bruciato o un suono stridulo acuto.

6.4.1 I punti di misura nella pratica del caso studio

Data l'importanza che ricoprono alcune macchine industriali all'interno del processo, specialmente nelle grandi aziende, la sorveglianza delle stesse è solitamente continua. Per quel che concerne il ventilatore dell'essiccatoio, in particolare, l'ufficio tecnico riceve quotidianamente report sulle condizioni di esercizio che, attraverso livelli di soglia preimpostati, aiutano gli ingegneri a capire se la situazione sia accettabile o se sia richiesto un intervento ispettivo più approfondito. Il monitoraggio avviene grazie a degli accelerometri fissi posizionati sulla macchina in corrispondenza degli alloggiamenti dei cuscinetti. Sebbene il processo di acquisizione dati venga effettuato periodicamente, tali sensori fissi sono comunque molto utili per permettere una sorveglianza più costante.

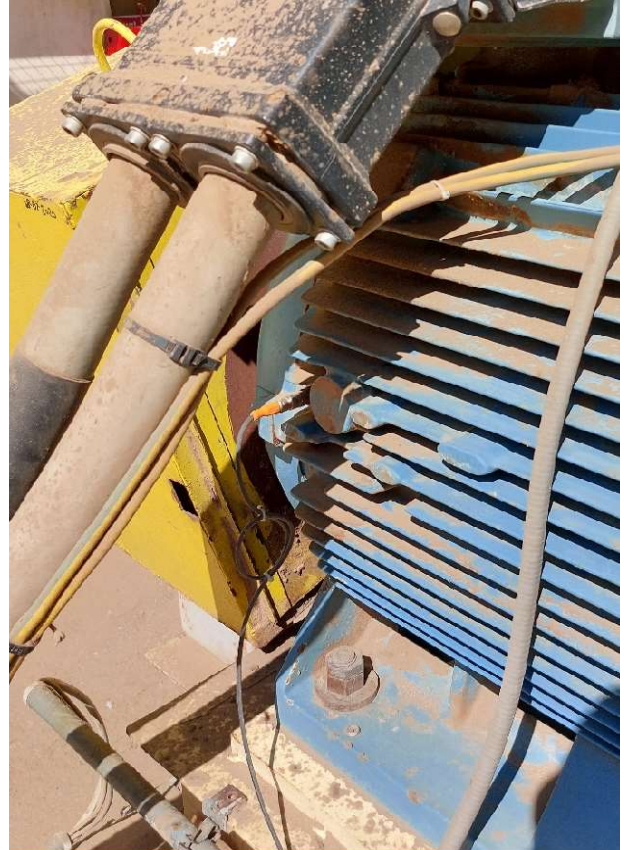
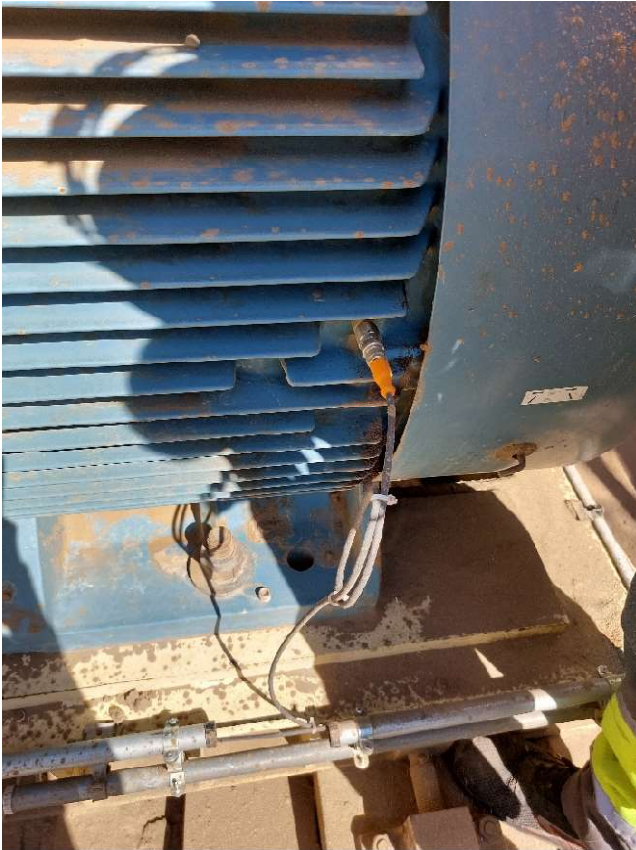


Figura 6.12a – Sensori di vibrazione fissi posizionati sul motore.



Figura 6.12b – Punto di connessione per sensori di vibrazione fissi sull'albero del ventilatore.

La scelta di concludere il §6.1 come fatto, cioè spostando il focus sulla componente soggettiva che entra in gioco nel processo di monitoraggio di macchine industriali, è stata dettata anche da quanto avvenuto a livello pratico in collaborazione con l'ingegner Marin. Infatti, sebbene i libri e la teoria ribadiscano spesso l'importanza di adottare sempre lo stesso punto per misurare le vibrazioni tenendo a mente quanto sia importante che l'esperimento risulti ripetibile, nella pratica le cose non stanno esattamente così. Per quel che concerne il ventilatore dell'essiccatoio, infatti, non sono evidenziati punti sulla macchina, nessuna indicazione grafica o strumentale è fornita in merito a *dove* vada esattamente posizionato il sensore, ma, l'esperienza dell'analista e la conoscenza della macchina stessa, fanno sì che non sia necessario una specifica organizzazione in tal senso. A fare la differenza nella rilevazione dati, in questo caso, non è tanto l'esattezza del punto della misurazione, quanto più altri aspetti, come: la mano di chi compie la misurazione (nel senso figurato del termine), la pulizia della superficie su cui si poggia il trasduttore, la dimestichezza nell'eseguire tale operazione sulla macchina specifica. Le direzioni di misurazione convenzionale sono comunque state rispettate, l'accelerometro ha rilevato dati lungo l'asse orizzontale, verticale e assiale. La numerazione dei punti in cui abitualmente si eseguono le indagini segue un ordine preciso che, di solito, prevede che si parta dall'alimentazione, cioè dal motore. I punti, tutti graficamente visibili in Figura 6.3, sono:

- *01 mot lato opp accop*: Il primo punto corrisponde a quello posizionato sul motore in posizione opposta all'accoppiamento, cioè sul lato opposto rispetto a quello su cui si trovano le cinghie trapezoidali. La posizione corrisponde a quella del cuscinetto isolato sul lato "libero" del motore.
- *02 motore lato accop*: Il secondo punto coincide con quello diametralmente opposto al primo, cioè sul motore, in corrispondenza del cuscinetto, ma dalla parte delle cinghie.
- *03 ventilatore lato accop*: Allontanandosi via via dalla sorgente di alimentazione si passa al punto corrispondente al cuscinetto dell'albero del ventilatore dalla parte dell'accoppiamento, in corrispondenza delle cinghie.
- *04 ventilatore lato opp accop*: Il quarto ed ultimo punto è quello più vicino alla girante e combacia con il cuscinetto dell'albero antistante il lato dell'accoppiamento.

La denominazione dei punti indicata sopra è quella che identifica i punti di misura nel software Condmaster Ruby e nel collettore dati portatile Leonova Emerald. Immagini di come e dove sia stato posizionato il trasduttore con supporto magnetico sono visibili nelle pagine seguenti.

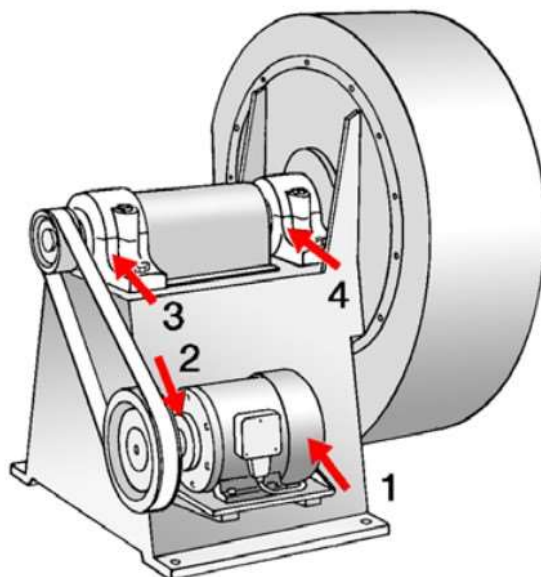


Figura 6.13 – Rappresentazione dell'ordine convenzionale adottato per la misurazione. La situazione raffigurata coincide con quella reale verificatasi nella conduzione dello studio; vale in particolare per i punti 1 e 2^[18].



Figura 6.14 – Misurazione in direzione orizzontale (H) in pozione “01 mot lato opp accopp”, lato del motore opposto all’accoppiamento. In alto è possibile vedere l’analista durante le rilevazioni; in basso viene mostrato il display del collettore nelle fasi di “measuring” (a sinistra) e a misurazione completata (destra).



Figura 6.15 – Misurazione in direzione verticale (V) del punto “01 mot lato opp accop”

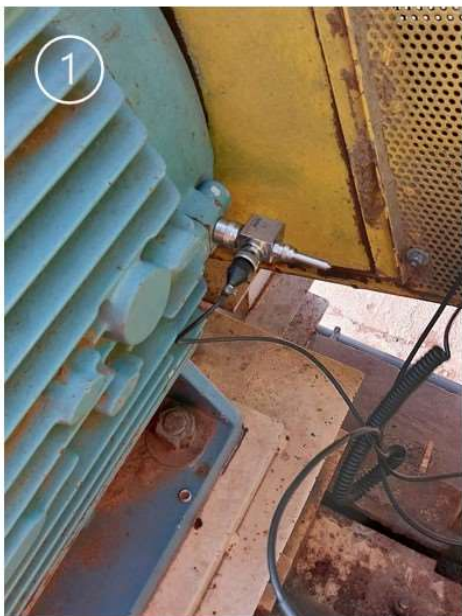


Figura 6.16 – Le fotografie (1) e (2) rappresentano rispettivamente la misurazione in direzione orizzontale al punto “02 motore lato accop” e l’ispezione tramite sonda del cuscinetto del motore. L’immagine (3) mostra il posizionamento del trasduttore nella direzione assiale.

Si osservi che la misurazione nel secondo punto (02 motore lato accop) è stata eseguita sul fronte opposto rispetto a quanto fatto per il primo punto (01 mot lato opp accopp), analogamente a quanto rappresentato in Figura 6.13. Questa operazione è giustificata dalla volontà di misurare le vibrazioni in corrispondenza del punto più critico per il cuscinetto che, a rigor di logica, viene maggiormente sollecitato nella sua porzione “interna” alle cinghie trapezoidali (cioè quella compresa tra le cinghie), assorbendo in quella posizione la quota parte maggiore delle forze agenti nel sistema.



Figura 6.17 – Posizionamento dell’accelerometro per la misurazione delle vibrazioni del terzo punto “03 ventilatore lato accop” nelle tre direzioni. Da sinistra: verticale (V), orizzontale (H), assiale (A).

In Figura 6.17, aguzzando leggermente la vista, è possibile notare una parte della superficie dell’alloggiamento del cuscinetto meno impolverata della rimanente. Ciò è dovuto ad una pulizia grossolana della stessa necessaria prima del posizionamento dell’accelerometro.



Figura 6.18 – Posizionamento del sensore per i rilievi vibrometrici al quarto punto “04 ventilatore lato opp accop”. Nella prima immagine a sinistra l’analista utilizza il trasduttore a impulsi d’urto con sonda per assicurarsi che le condizioni di salute del cuscinetto siano buone. La seconda e la terza foto mostrano il posizionamento del trasduttore in orizzontale (H) ed in verticale (V).

6.5 Condizioni di esercizio ordinarie: il punto di partenza

Per comprendere l'utilità dello studio del fenomeno vibratorio in relazione all'affidabilità e sicurezza della macchina, è importante definire le condizioni di esercizio del ventilatore e visualizzare gli spettri di partenza, cioè quelli che sono stati assunti come *normali* con riferimento alle condizioni di esercizio ordinarie della macchina: motore e ventilatore. Una rappresentazione del monitor della control room del reparto di essiccazione per il monitoraggio dello stato del ventilatore principale è visibile in Figura 6.19 alla pagina seguente. I parametri visibili riguardano: quantità di materiale in ingresso, in uscita, percentuale di umidità del materiale, livello di pressione e temperatura in ingresso ed in uscita. Dalla sala di controllo è anche possibile intervenire sugli allarmi: monitorare la situazione, regolarli, disattivarli.

Concluso l'inquadramento delle condizioni di funzionamento del ventilatore generali, l'attenzione viene spostata sulle vibrazioni dello stesso.

Le rilevazioni sono state eseguite in data 27 ottobre 2023, stesso giorno in cui è stata prodotta la documentazione fotografica riportata in precedenza. Le misure sono state acquisite grazie alla strumentazione descritta ai sottocapitoli sopra. Dopo aver rilevato le vibrazioni nelle tre direzioni attraverso il collettore dati Leonova Emerald, i dati sono stati trasmessi al software Condmaster Ruby su computer e, da lì, sono stati osservati gli spettri. In questa fase, solo gli analisti più esperti o il personale qualificato che possiede una certa dimestichezza con tale tema sono in grado di comprendere rapidamente la situazione. Nel caso specifico, grazie alla diagnosi offerta dal programma attraverso l'analisi dei sintomi (il Condmaster Ruby può indicare, in relazione ad una determinata unità di misura, la quota parte causata da sbilanciamento o problemi ai cuscinetti), si è potuto concludere che le vibrazioni in data 27 ottobre 2023 fossero contenute negli intervalli di accettabilità e, per tale ragione, sono state ritenute idonee ad essere assunte come metro di paragone con gli spettri relativi a casi in cui sono stati invece diagnosticati guasti e problemi. Il paragrafo §6.5.1 fornisce qualche indicazione più precisa in merito ai parametri utilizzati per la sorveglianza del macchinario.

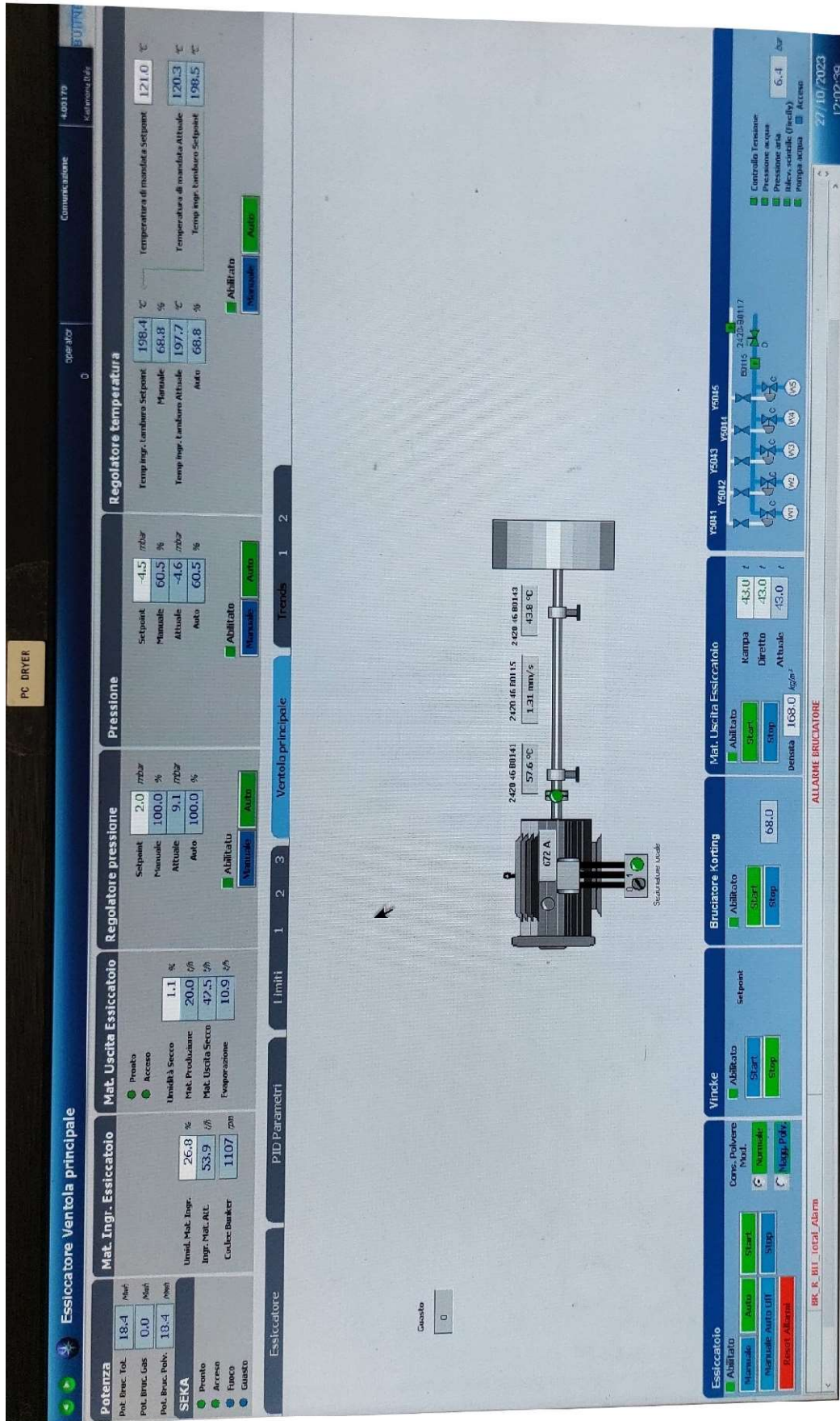


Figura 6.19 – Monitor della sala di controllo; schermata riferita alle condizioni di servizio della ventola principale dell'impianto di essiccazione.

6.5.1 Interpretazione output Condmaster Ruby

Al momento dell'acquisizione dati, il ventilatore dell'essiccatoio stava operando a 1430,00 CPM, cioè 1430 giri al minuto. Sebbene i moderni strumenti utilizzati siano di grande aiuto nell'interpretazione delle misurazioni, gli output che forniscono non sono immediatamente semplici da interpretare e perciò, si fornirà una breve spiegazione del significato dei simboli presenti nelle principali schermate del software impiegato. Il commento che segue si riferisce a quanto mostrato in Figura 6.20.

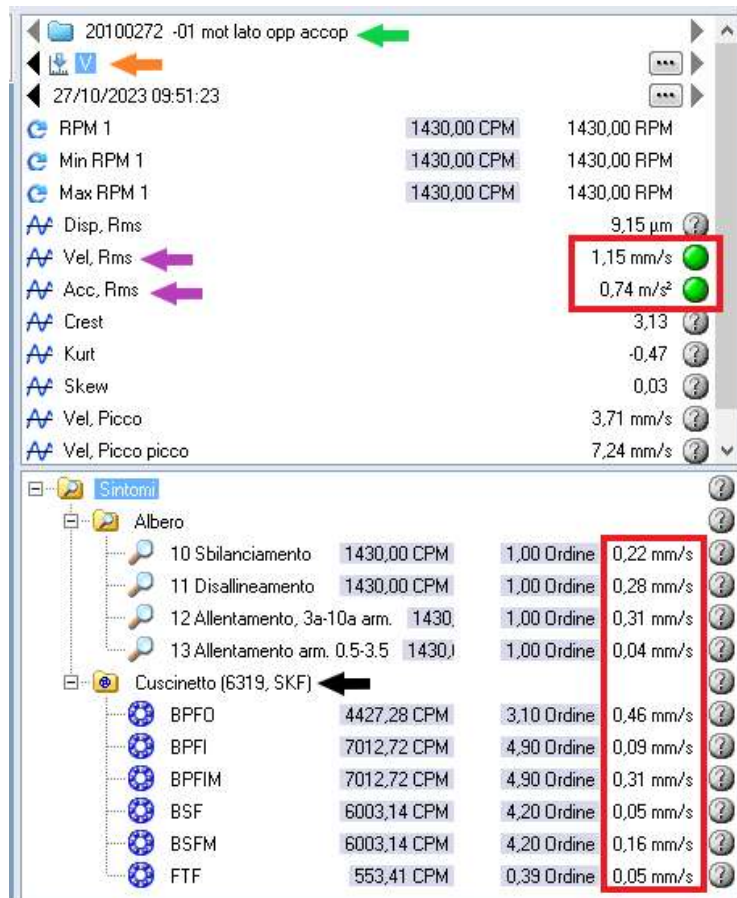


Figura 6.20 – Finestre di una schermata di lettura degli spettri del software Condmaster Ruby.

I principali valori cui si è fatto riferimento per l'analisi ed il significato di quanto visualizzato (elencati a partire dall'alto) sono i seguenti:

- *01 mot lato opp accop* (freccia verde): individua la posizione cui fa riferimento la misurazione. In questo caso, come già descritto al sottocapitolo §6.4.1, si tratta quindi della rilevazione eseguita in corrispondenza del punto uno, cioè quello sul motore sul fronte opposto rispetto alle cinghie trapezoidali (accoppiamento).
- *V* (freccia arancione): indica la direzione nella quale è stata effettuata la misura. Si utilizzano le lettere *H* per la direzione orizzontale, *V* per quella verticale e *A* per quella assiale.

- *Vel, RMS e Acc, RMS*: rispettivamente la velocità e l’accelerazione. Si tende ad ipotizzare che vi siano dei problemi qualora l’accelerazione dovesse essere superiore alla velocità. Le unità di misura sono: millimetri al secondo per la velocità e millimetri al secondo al quadrato per la accelerazione (l’unità di misura della seconda appare essere il metro al secondo al quadrato per un banale errore di visualizzazione).
- *Cuscinetto (6319, SKF)*: Questa voce si trova nell’elenco dei sintomi. Infatti, è noto che il danneggiamento dei cuscinetti può manifestarsi come la conseguenza di una numerosa serie di cause, ragione per la quale rappresentano il punto di monitoraggio preferenziale nonché quello identificato dalla normativa internazionale. Il codice tra le parentesi corrisponde al nome proprio del cuscinetto, mentre la sigla identifica semplicemente la marca dello stesso, nel caso specifico coincidente con il fabbricante.

Per quanto concerne i sintomi che un cuscinetto è in grado di manifestare, essi possono trovarsi in punti diversi dello stesso e, gli strumenti di misura oggi utilizzati, possono fornire indicazioni più precise sulla specifica parte coinvolta. Infatti, le sfere di un cuscinetto che passano sopra ad un difetto locale sul cuscinetto producono una serie di forze impattive: se la frequenza di rotolamento della guida è costante la frequenza di ripetizione degli impatti è determinata solo dalla geometria del cuscinetto. Tali frequenze sono dette *frequenze del cuscinetto* e vengono identificate con le sigle seguenti, elencate al di sotto della voce “Cuscinetto” nella Figura 6.20:

- *BPFO (Ball Pass Frequency Outer)*: frequenza di passaggio della sfera sulla guida esterna; denota un difetto sulla guida esterna. Corrisponde fisicamente al numero di sfere o rulli che passano per un dato punto della guida (o pista) esterna ogni volta che l’albero compie un giro completo.
- *BPFI (Ball Pass Frequency Inner)*: frequenza di passaggio della sfera sulla guida interna; denota un difetto sulla guida interna. Corrisponde fisicamente al numero di sfere o rulli che passano per un dato punto della pista interna ogni volta che l’albero compie un giro completo.
- *BSF (Ball Spin Frequency)*: frequenza di rotazione della sfera; denota un difetto sulla sfera. Corrisponde al numero di giri che la sfera di un cuscinetto compie per ciascun giro completo dell’albero.
- *FTF (Fundamental Train Frequency)*: frequenza fondamentale del treno di sfere; denota un difetto sulla gabbia o un gioco meccanico. Corrisponde al numero di giri che la gabbia del cuscinetto compie per ogni volta che l’albero compie un giro completo.

Le frequenze caratteristiche di un cuscinetto possono essere calcolate con l’impiego delle equazioni nell’immagine sottostante o utilizzando il calcolatore per cuscinetti normalmente fornito dal costruttore o altrimenti recuperabile via web ⁽¹¹⁾[20].

(Le voci BPFIM e BSFM sono state volutamente tralasciate poiché inutilizzate nella diagnostica dei guasti ed inutilizzate nella conduzione del caso studio).

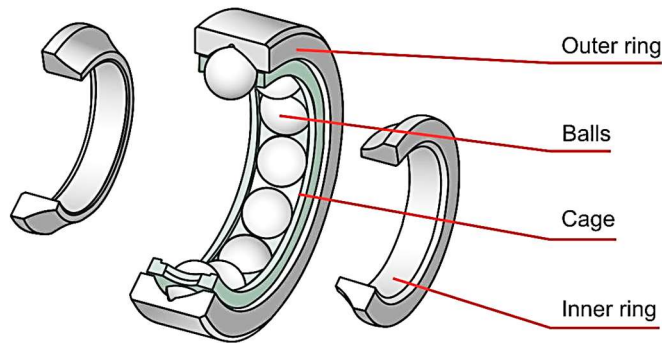
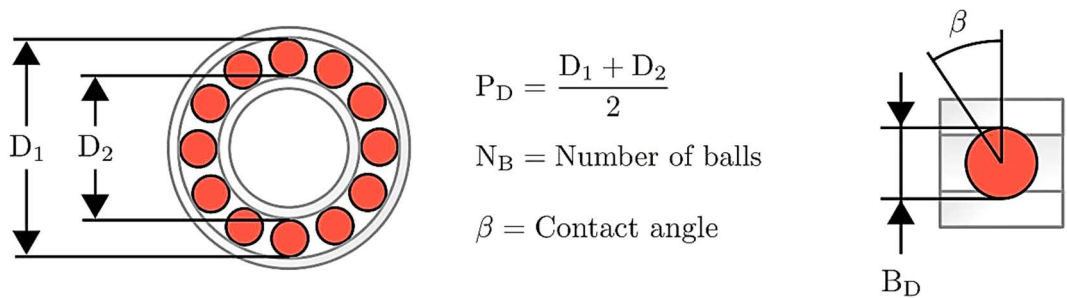


Figura 6.21 – Componenti standard di un cuscinetto: anello esterno, sfere, gabbia, anello interno ⁽¹¹⁾.



$$BPFO = \text{RPM} \frac{N_B}{2} \left(1 - \frac{B_D}{P_D} \cos(\beta) \right) \qquad BPF I = \text{RPM} \frac{N_B}{2} \left(1 + \frac{B_D}{P_D} \cos(\beta) \right)$$

$$BSF = \text{RPM} \frac{P_D}{B_D} \left[1 - \left(\frac{B_D}{P_D} \cos(\beta) \right)^2 \right] \qquad \text{FTF} = \text{RPM} \frac{1}{2} \left(1 - \frac{B_D}{P_D} \cos(\beta) \right)$$

Figura 6.22 – Formule per il calcolo delle frequenze caratteristiche di un cuscinetto ⁽¹¹⁾.

- I valori di velocità e accelerazione riquadrati in rosso a destra in Figura 6.20 si intendono buoni finché il valore assoluto della *Acc, RMS* risulta inferiore a quello della *Vel, RMS* o, se superiore, di molto poco. L'elenco delle velocità di ciascun sintomo si legge come: della velocità totale scritta accanto al cerchietto verde (quindi 1,15 mm/s) una parte, indicata per ciascuno dei sintomi, è data da quel sintomo preciso. In altre parole, la somma della lista dei sintomi espressi in millimetri al secondo fornisce come risultato la velocità totale indicata con *Vel, RMS*.

6.5.2 Spettri vibrazionali nelle condizioni di esercizio ordinarie

Gli screenshot visibili nel sottocapitolo corrente seguono l'ordine in cui sono state eseguite le misurazioni. Al fine di rendere più esaustiva la trattazione è stata inoltre inserita, dopo i corrispondenti spettri acquisiti per ogni punto di misurazione, una descrizione sintetica del cuscinetto presente nella medesima posizione. Per chiarezza sarà comunque possibile consultare la didascalia di ciascuno spettro. Si osservi che nella finestra di visualizzazione dati di output a destra della schermata, la presenza di allarmi segnalati da cerchietti gialli e rossi, è dovuta a limiti di sicurezza eccessivamente stringenti stabiliti a priori in ambito manageriale, non dall'ufficio tecnico competente. Per questa ragione risulterebbe superfluo preoccuparsi di approfondire la causa della segnalazione. Il personale coinvolto nelle operazioni di supervisione dei macchinari e nelle verifiche di affidabilità e sicurezza degli stessi, per mezzo dell'esperienza posseduta, possiede sufficiente autonomia decisionale per decretare se le macchine necessitano, o meno, di interventi manutentivi ed ispezioni più precise.

6.5.2.1 Primo punto: motore lato accoppiamento

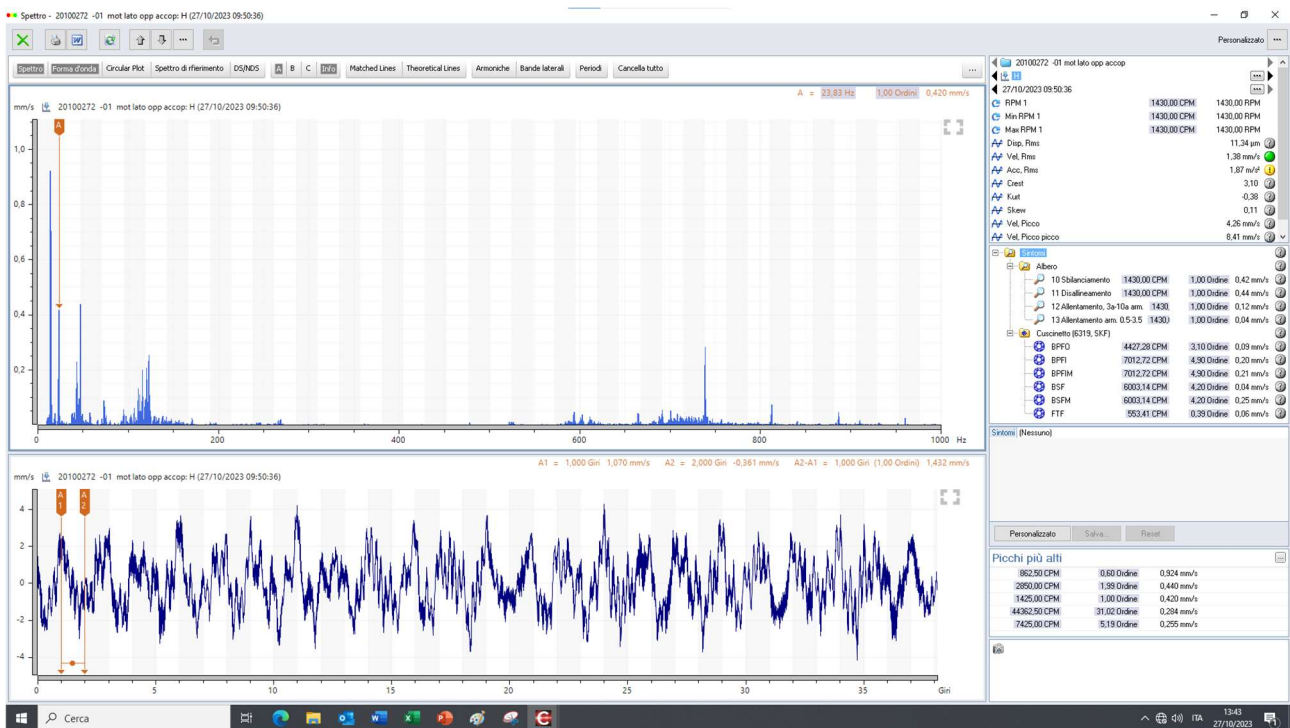


Figura 6.23 – Spettro del primo punto 01 motore lato accoppiamento, direzione orizzontale H.

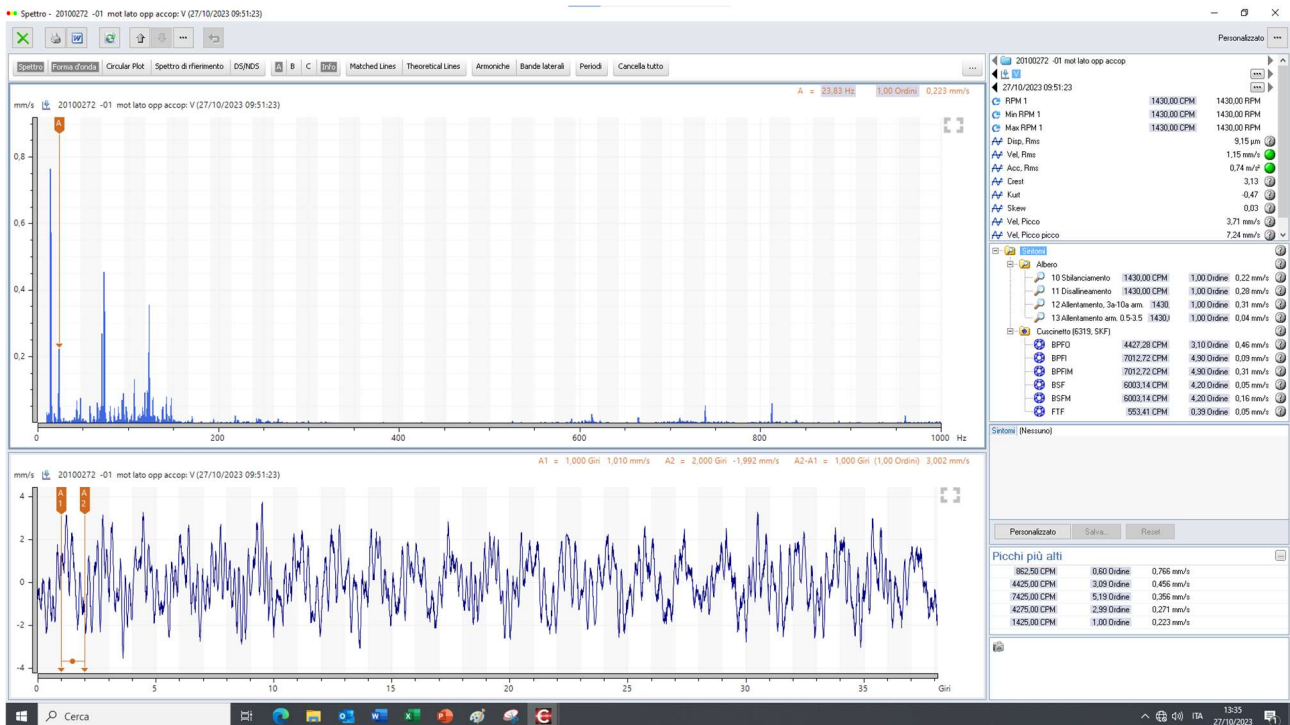


Figura 6.24 – Spettro del primo punto 01 mot lato opp accop, direzione verticale V.

Come scritto brevemente a conclusione del paragrafo §6.5.2, il caso in Figura 6.23 corrisponde ad uno di quelli in cui non è necessario preoccuparsi alla vista della spia gialla. Tale segnalazione da parte del software è infatti imputabile a limiti considerabili *eccessivamente cautelativi*. È importante specificare anche che l'unità di misura adottata è quella del millimetro al secondo (essendo relativa alla velocità). Dal momento che i dati si riferiscono ad una scala millimetrica, anche se alcuni valori vengono segnalati dal programma con il cerchietto di avviso giallo, si tratta di irregolarità esigue. Ne consegue, ancora, l'importanza della componente soggettiva legata all'analista che conduce l'ispezione.

Il cuscinetto presente nel motore la punto uno è il cuscinetto radiale a sfere INSOCOAT 6319 M. I cuscinetti radiali a una corona di sfere INSOCOAT sono dotati di rivestimento elettricamente isolante sulle superfici esterne dell'anello interno ed esterno del cuscinetto. Ciò impedisce alle correnti elettriche vaganti di attraversare i cuscinetti, proteggendoli quindi dai danni da erosione elettrica e contribuendo ad evitare il deterioramento del lubrificante anch'esso dovuto alle scariche di corrente elettrica. Analogamente ai più tradizionali cuscinetti a sfere, sono particolarmente versatili, assicurano basso attrito ed essendo progettati per ridurre i livelli di rumorosità e vibrazioni, consentono di lavorare a velocità di rotazione elevate; sopportano carichi assiali e radiali in ambo le direzioni ⁽¹²⁾.



Figura 6.25 – Cuscinetto radiale a sfere isolato 6319 M/C3VL0241 INSOCOAT (SKF) ⁽¹²⁾

6.5.2.2 Secondo punto: motore lato accoppiamento

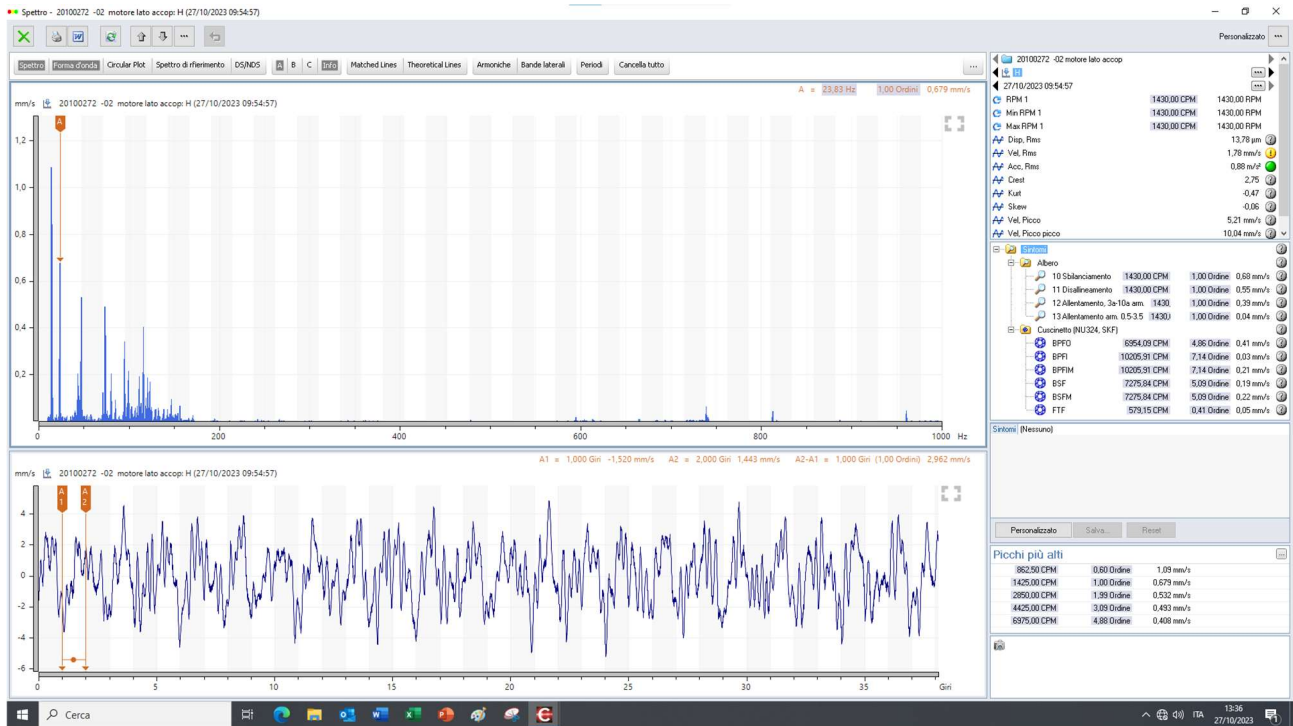


Figura 6.26 – Spettro del secondo punto 02 motore lato accop, direzione orizzontale H.

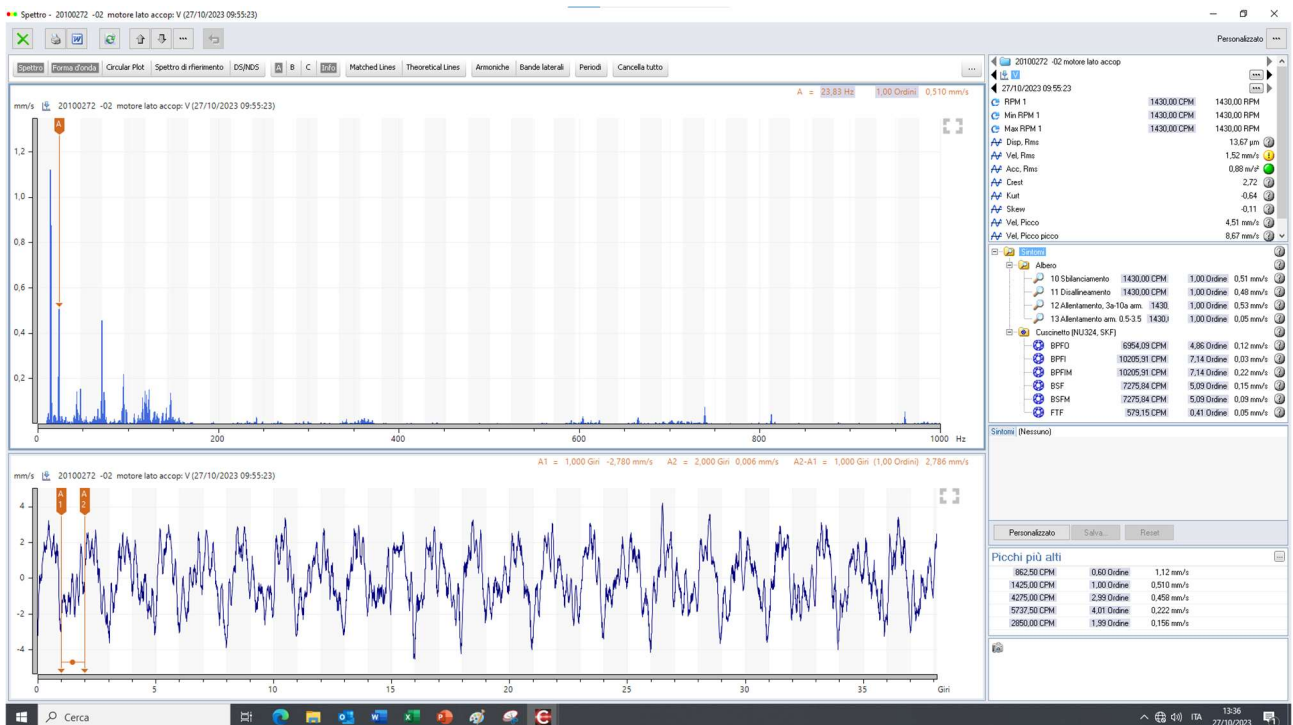


Figura 6.27 – Spettro del secondo punto 02 motore lato accop, direzione verticale V.

Analogamente a quanto verificatosi per il primo punto, anche per il secondo è possibile affermare che le segnalazioni da parte del computer e del collettore possono essere trascurate.

In corrispondenza dell'accoppiamento, cioè il lato in cui sono posizionate le cinghie, il cuscinetto risente delle grandi forze in gioco dovute alla trasmissione di potenza. I cuscinetti a corona di rulli cilindrici sono concepiti per sopportare grandi carichi radiali ad elevate velocità. Essendo dotati di un anello esterno con due flange integrate ed anelli interno privo di flange, i cuscinetti con design NU sopportano lo spostamento assiale in ambo le direzioni. Tali cuscinetti sono inoltre scomponibili: risulta agevole il montaggio e l'interscambio di componenti ⁽¹³⁾.



Figura 6.28 – Cuscinetto a una corona di rulli cilindrici NU324 ECP/C3 (SKF) ⁽¹³⁾.

6.5.2.3 Terzo punto: ventilatore lato accoppiamento

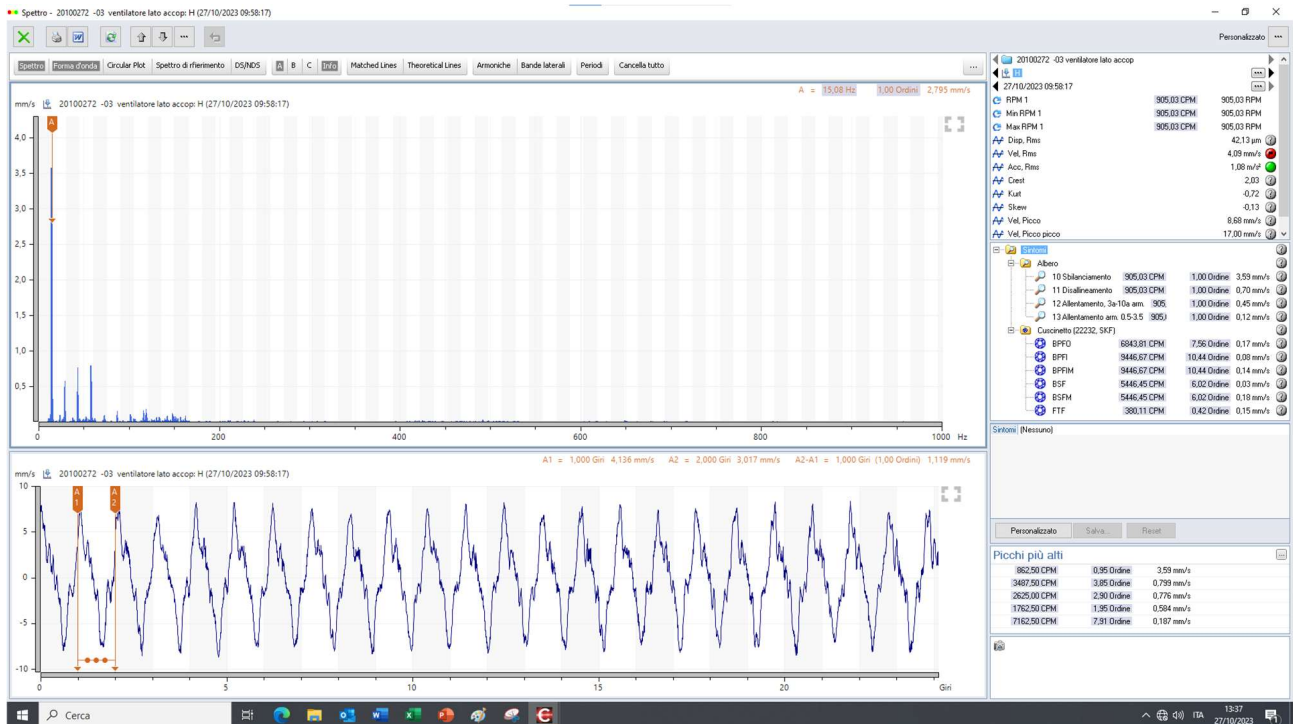


Figura 6.29 – Spettro del terzo punto 03 ventilatore lato accop, direzione orizzontale H.

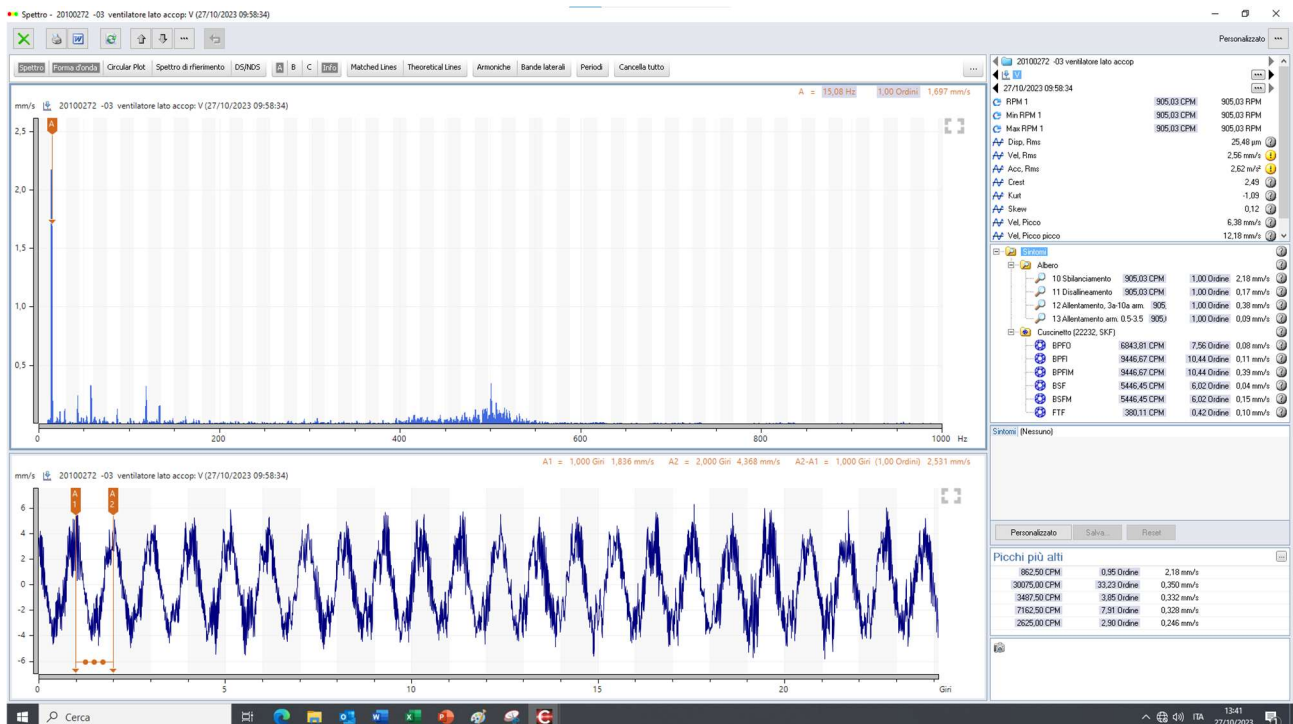


Figura 6.30 – Spettro del terzo punto 03 ventilatore lato accop, direzione verticale V.

In Figura 6.29, cioè quella relativa alle vibrazioni rilevate nel terzo punto in direzione orizzontale, il fanalino di allarme accanto alla voce *Vel, RMS* $\rightarrow 4,09 \text{ mm/s}$, è di colore rosso. Una velocità con tale valore e la spia rossa accesa, potrebbe significare l'insorgere di un problema. Nello specifico caso in esame, è possibile osservare che la causa di questo risultato è individuata dagli strumenti nel fenomeno dello sbilanciamento. Considerando però la posizione dei cuscinetti, dell'accoppiamento, della girante e dell'esatto punto in cui sono state eseguite le rilevazioni, si può giungere alla seguente conclusione: dal momento che ci si trova in corrispondenza del lato dell'accoppiamento, e dunque quello opposto alla girante, è piuttosto improbabile che lo sbilanciamento sia dovuto alla ventola. Infatti, riflettendoci, sarebbe più sensato che a risentire di questo tipo di avvenimento sia il cuscinetto in posizione quattro. Quello corrispondente al punto di misura tre è maggiormente sensibile agli stimoli vibrazionali provenienti da cinghie e pulegge. In base a questa serie di deduzioni, è ipotizzabile che:

- La causa dello sbilanciamento sia da ricercare in un difetto delle pulegge: sbilanciamento della puleggia più vicina causato da usura (è da escludersi il disallineamento poiché i picchi al 2x e 3x sono piuttosto contenuti);
- La causa dello sbilanciamento risiede in una connessione instabile con la base: fenomeno del soft foot, cioè la macchina non è idoneamente stabilizzata a terra.

Si osservi che, a dover essere ben fisso in una macchina, non è solamente il suo basamento rispetto al suolo, ma anche i suoi molteplici componenti: è richiesto che questi lavorino solidalmente per poter conseguire il fine per cui il macchinario è stato progettato. Seppur sbilanciamento ed allentamento siano stati identificati come due sintomi ben distinti, può succedere che l'uno sia la conseguenza dell'altro e viceversa. Infatti, il responsabile dello sbilanciamento nella presente analisi, potrebbe anche essere l'alloggiamento del cuscinetto stesso che, a causa delle operazioni manutentive cui è stato sottoposto negli anni, risulta ormai inadatto allo svolgimento del suo compito. Qualora la sostituzione dell'alloggiamento non dovesse permettere di ottenere i risultati sperati, ovvero la riduzione del picco della velocità, la palla passerebbe all'albero. Ogni qualvolta si interviene sull'albero della girante per la sua manutenzione, ad esempio carteggiandolo e pulendolo, è praticamente certo che, nel corso degli anni, centesimi di materiale vengano persi. Le operazioni di calettamento a caldo per la sua connessione con i cuscinetti risulteranno inefficaci a causa di questo assottigliamento, risultando nell'allentamento strutturale del ventilatore che, a sua volta, potrà manifestarsi attraverso lo sbilanciamento nell'analisi vibrazionale.

Riprendendo quanto sopra, comunque, è stata esclusa la possibilità di vincolo inadatto con il terreno in base alla conoscenza dell'analista. Lo sbilanciamento è dovuto alla puleggia; correggendolo, il picco all'1x si abbasserà. Non costituendo rischio elevato o sinonimo di un guasto imminente, è stato ritenuto accettabile. Momentaneamente la soluzione consisterà nel monitoraggio della puleggia e successivamente, per conciliare la risoluzione di problemi dovuti all'età della macchina e del suo

layout, si provvederà alla sostituzione integrale del pezzo. La ditta SKF produttrice dei cuscinetti utilizzati e dei corrispondenti alloggiamenti, non produce più i componenti meccanici con la geometria richiesta. Per questo motivo l'azienda ha convenuto che la soluzione migliore fosse quella di sostituire le parti più attempate con quelle tecnicamente più moderne, restando quindi al passo con l'attuale offerta del mercato.

Il cuscinetto allocato in corrispondenza dell'albero del ventilatore sul lato opposto alla girante, ovvero quello dell'accoppiamento, è un cuscinetto di tipo orientabile a rulli, modello 22232 dell'azienda SKF. I cuscinetti orientabili a rulli possono sopportare pesanti carichi in entrambe le direzioni; sono autoallineanti e possono perciò compensare fenomeni di disallineamento e deflessioni dell'albero pressoché senza aumenti di temperatura e attrito. Il loro design è pensato per agevolare le operazioni di lubrificazione. I cuscinetti possono essere utilizzati in sistemi modulari, compreso supporti, bussole, ghiera ⁽¹⁴⁾. Il modello utilizzato possiede predisposizioni per la rilubrificazione.



Figura 6.31 – Cuscinetto orientabile a rulli 22232 CC/C3W33 (SKF) ⁽¹⁴⁾.

Questo tipo di cuscinetto è ideato per essere adoperato compatibilmente con il supporto ritto SAF 22232/C3. I supporti ritti serie SAF e SAW della SKF sono realizzati in metallo fuso (ghisa). Sono stati sviluppati per offrire una soluzione personalizzata che permetta di conseguire la massima durata di esercizio e ridurre i requisiti di manutenzione per le attrezzature rotanti ⁽¹⁵⁾.



Figura 6.32 – Supporto ritto SAF 22232/C3 ⁽¹⁵⁾.

6.5.2.4 Quarto punto: ventilatore lato oppo – lato opposto accoppiamento

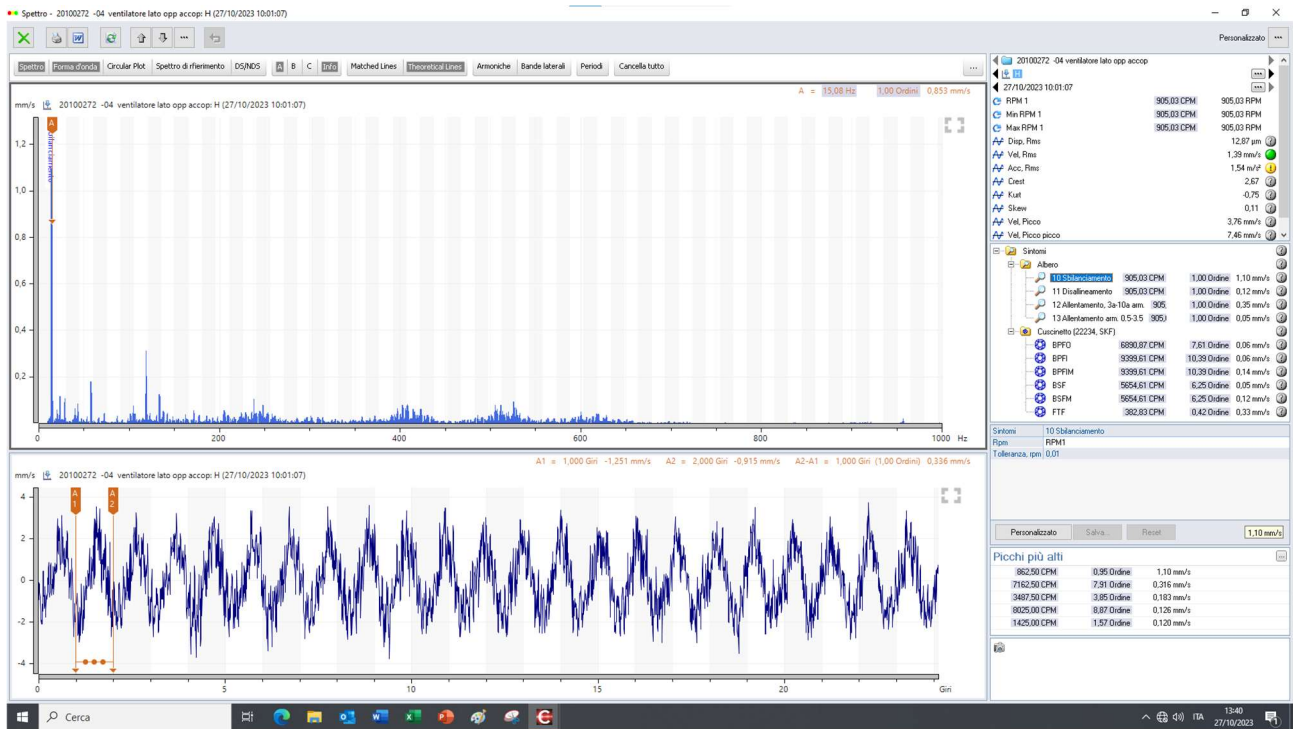


Figura 6.33 – Spettro del quarto punto 04 ventilatore lato oppo accop, direzione orizzontale H.

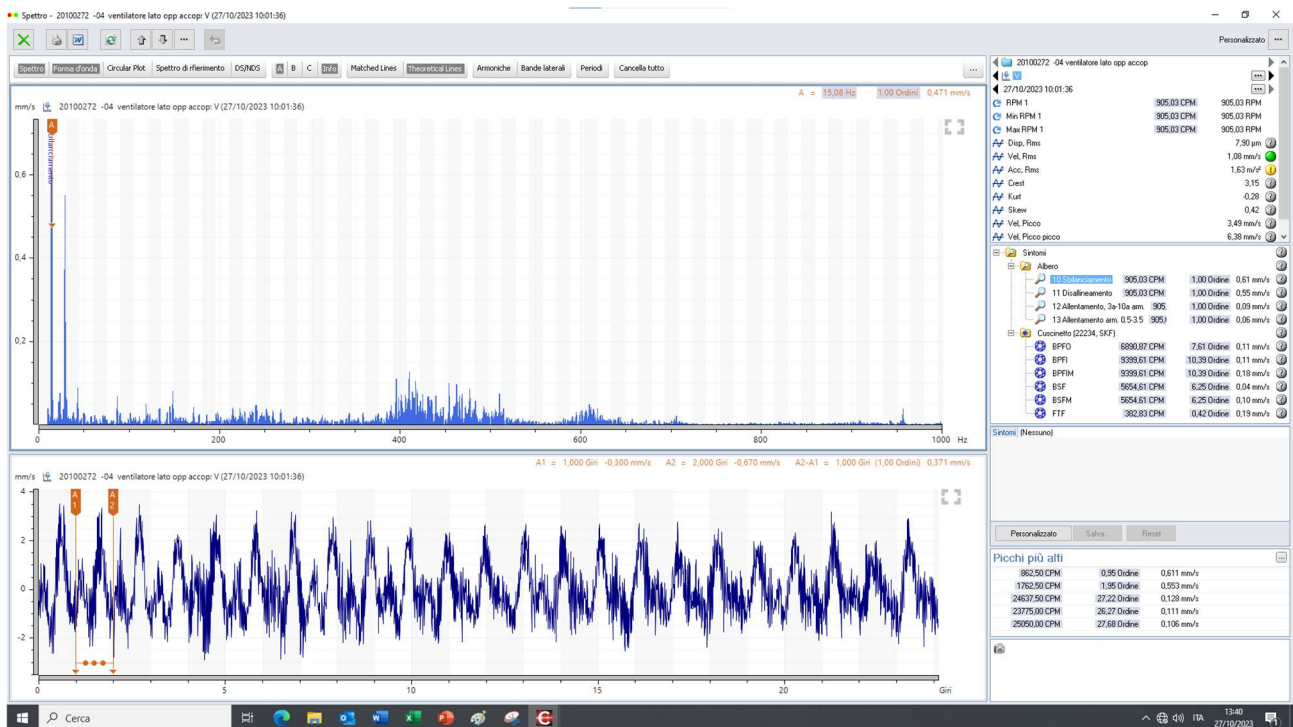


Figura 6.34 – Spettro del quarto punto 04 ventilatore lato oppo accop, direzione verticale V.

Gli spettri FFT del quarto punto, quello opposto all'accoppiamento e cioè il più vicino alla girante, sono accettabili per entrambe le direzioni. Anche qui, sebbene l'accelerazione sia superiore alla

velocità, la differenza è minima e, inoltre, l'asse delle ordinate, così come i valori numerici stessi, consentono di concludere che si tratti di variazioni molto piccole.

Il quarto cuscinetto monitorato è del tipo 22234 CC/W33 della SKF. Si tratta, anche in questo caso come nel precedente, di un cuscinetto orientabile a rulli con caratteristiche simili al terzo.

6.6 Diagnosi dei guasti ed eventi eccezionali

Definite quali siano le condizioni di esercizio di riferimento per la macchina esaminata, si è scelto di riportare alcuni spettri rappresentanti situazioni operative inidonee per il ventilatore dell'essiccatoio oggetto dell'indagine. Attraverso un confronto con tali spettri è possibile cogliere, tenendo a mente qualcuna delle considerazioni svolte nelle sezioni precedenti della tesi, come lo studio delle vibrazioni possa aiutare nel mantenere: affidabili le condizioni della macchina; sicure le condizioni lavorative del personale.

6.6.1 Sbilanciamento del ventilatore

Come descritto al sottocapitolo §4.2.3 ed introdotto al §5.2.2.1, lo sbilanciamento non solo rappresenta un fenomeno alquanto frequente per le macchine ad uso industriale, ma anche per il macchinario in esame. In particolare, è stato mostrato anche come la diagnosi di tale difetto possa essere svolta con relativa facilità quando si osservano dei picchi spropositati alle basse frequenze. Lo sbilanciamento si manifesta tramite un picco al primo ordine (1x).

6.6.1.1 Sbilanciamento tipico

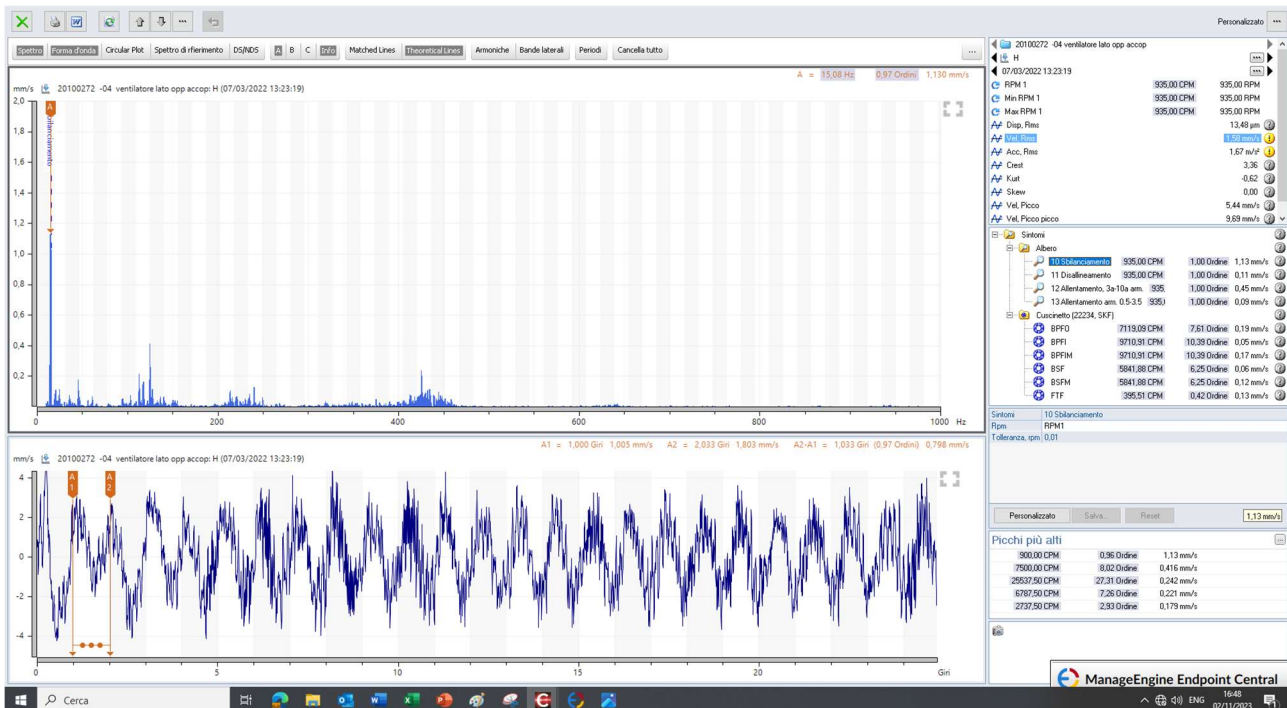


Figura 6.35 – Spettro vibrazionale del ventilatore sbilanciato; Misurazione eseguita in corrispondenza del quarto punto 04 ventilatore lato opp accop, direzione orizzontale H - 07/03/2022.

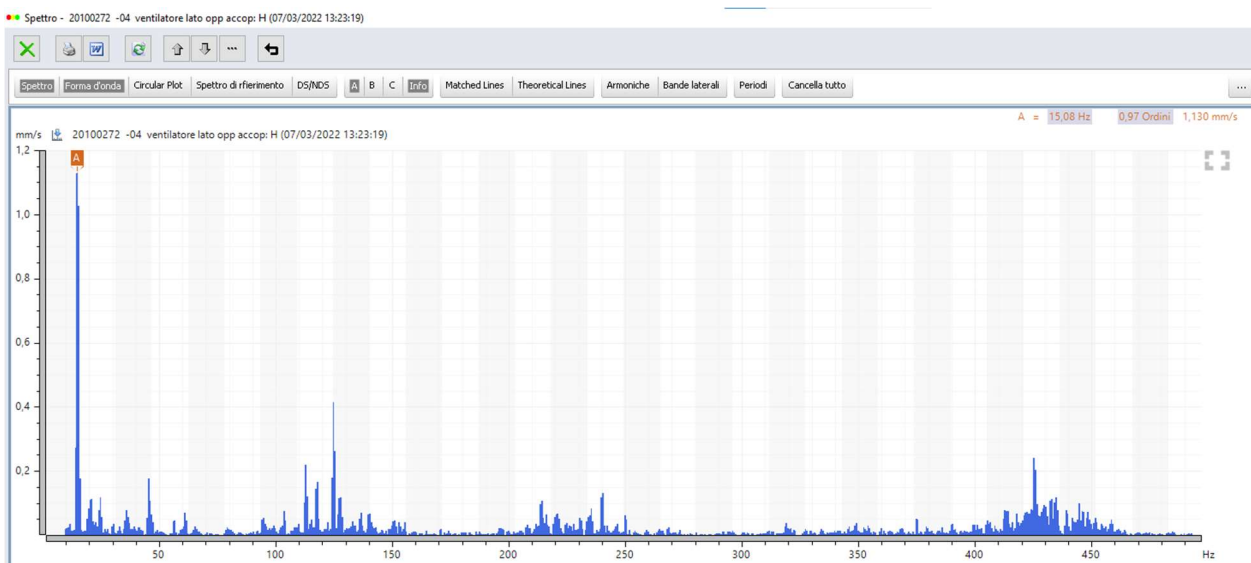


Figura 6.35a – Ingrandimento dello spettro vibrazionale del ventilatore sbilanciato; Misurazione eseguita in corrispondenza del quarto punto 04 ventilatore lato opp accop, direzione orizzontale H – 07/03/2022.

Le misurazioni effettuate per mezzo del collettore dati Leonova Emerald ed il successivo report eseguito dal Condmaster Ruby, hanno rilevato un valore dell'accelerazione superiore a quello della velocità. In questo caso si tratta sì, di valori piccoli, ma l'analisi dei sintomi eseguita dal programma informatico rivela che tali valori sono concentrati in corrispondenza dello sbilanciamento, e non distribuiti tra i vari elementi vibranti del ventilatore. Inoltre, l'intervallo di accettabilità stabilito dagli ingegneri competenti dell'ufficio tecnico per la velocità, è quello compreso tra $1,00 \div 1,50$ mm/s. La scelta di tali valori è stata dettata da esigenze operative legate alla storia dell'impianto e all'esperienza. Trattandosi dello sbilanciamento di una girante da 2 tonnellate circa, è importante intervenire qualora tale intervallo dovesse essere intercettato.

Si osservi che, proprio come descritto in letteratura, il valore di picco coincide con il primo ordine (Figura 6.35 e Figura 6.35a). L'immagine in Figura 6.36 sotto, mostra come tale picco venga abbattuto dalle operazioni di bilanciamento riportando la macchina negli opportuni range operativi e di sicurezza.

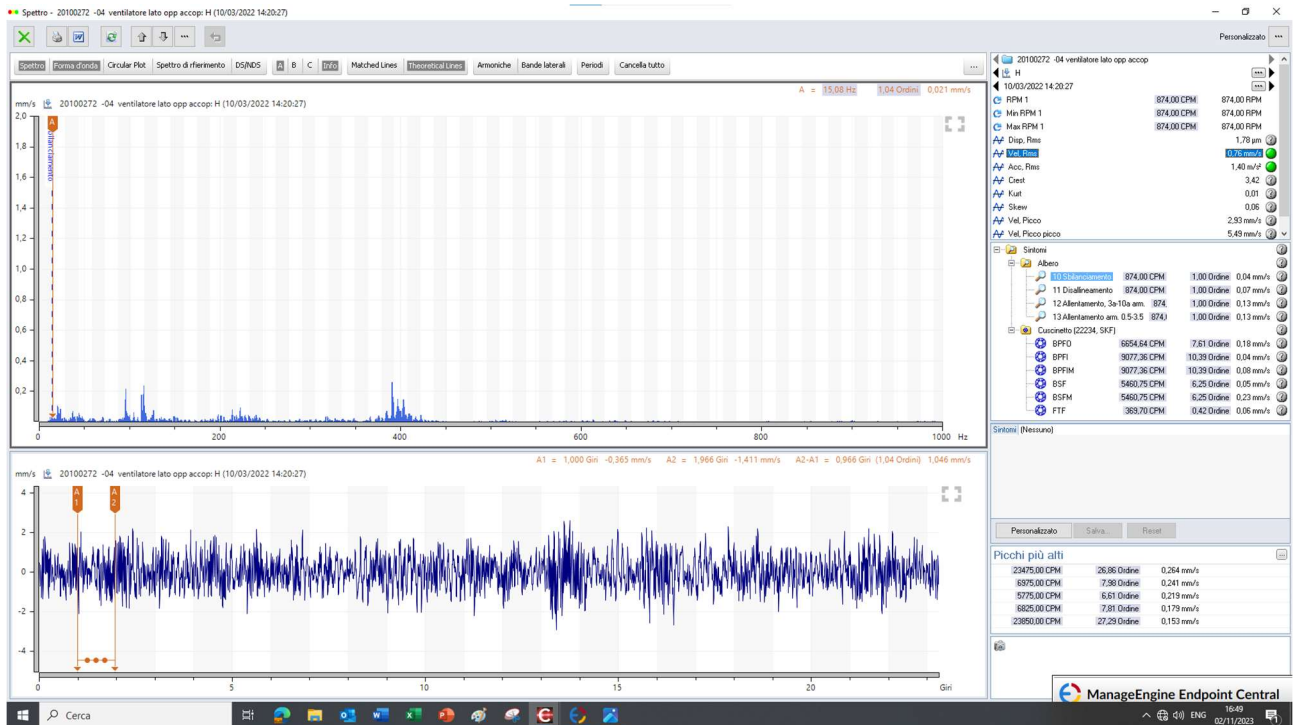


Figura 6.36 – Spettro vibrazionale post operazioni di bilanciamento del ventilatore; Misurazioni eseguite in corrispondenza del quarto punto 04 ventilatore lato opp accop, direzione orizzontale H – 10/03/2022.

In seguito al bilanciamento della girante si osserva una drastica diminuzione dei valori della velocità in corrispondenza del primo ordine (Figura 6.36 e Figura 6.36a)

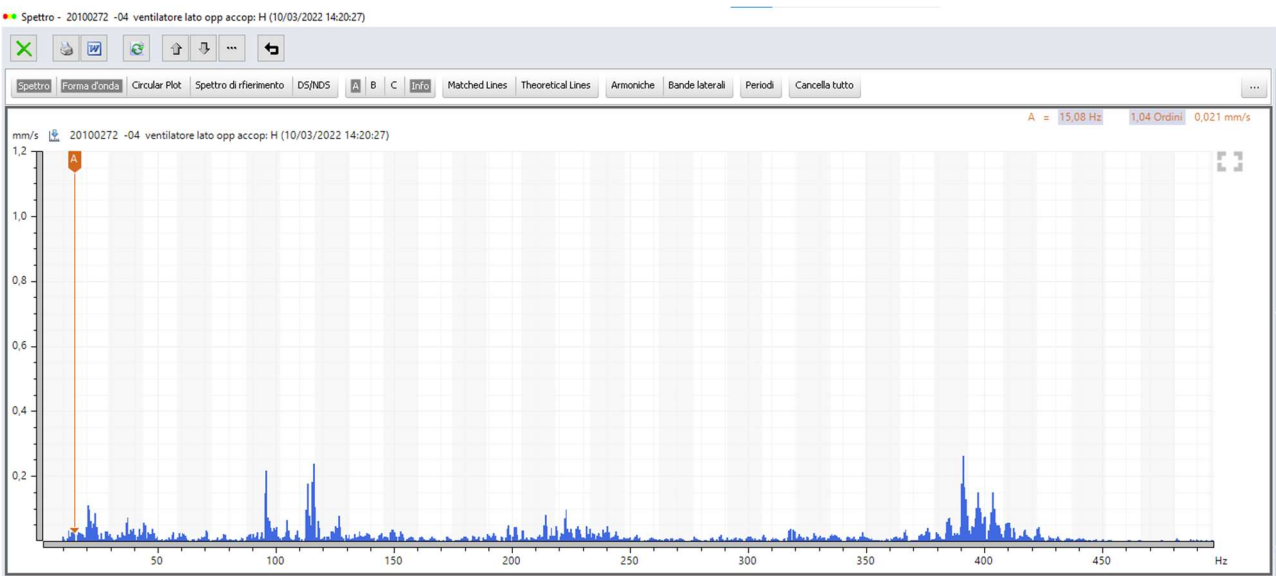


Figura 6.36a – Ingrandimento dello spettro vibrazionale a seguito delle operazioni di bilanciamento del ventilatore; Misurazioni eseguite in corrispondenza del quarto punto 04 ventilatore lato opp accop, direzione orizzontale H – 10/03/2022.

Tabella 6.1 – *Variazione di velocità ed accelerazione con conseguente abbassamento del valore di picco all'1x in seguito alle operazioni di bilanciamento (riferimento agli spettri delle figure 6.35, 6.36).*

	Prima	Dopo
Vel, RMS [$\frac{mm}{s}$]	1,58	0,76
Acc, RMS [$\frac{mm}{s^2}$]	1,67	1,40

6.6.1.2 Sbilanciamento straordinario

Un pericoloso caso di sbilanciamento ha avuto luogo nell'estate 2023 in seguito ad un'improvvisa rottura avvenuta nella girante. Il carattere accidentale di questo avvenimento lo rende intrinsecamente imprevedibile: un pezzo di materiale metallico del riporto utilizzato nel ripristino delle pale della girante, si è staccato in modo del tutto impreveduto trasformandosi in un pericoloso bolide. Il pezzo pesava circa due chilogrammi. La naturale conseguenza del distacco di un frammento così importante da una delle pale, si è tradotta in un abnorme sbilanciamento della girante stessa. A livello vibratorio non è stata richiesta alcuna analisi per diagnosticare quanto avvenuto: la macchina emetteva forti rumori e le vibrazioni trasmesse all'ambiente circostante erano talmente elevate da essere percepite a livello del suolo (camminando in prossimità del ventilatore era possibile sentire il terreno vibrare) e, addirittura, dai sensori del reparto vicino all'essiccatoio.

Il carattere di istantaneità della rottura e le proprietà dei materiali coinvolti hanno portato gli ingegneri ad ipotizzare che si sia trattato di una rottura avvenuta di schianto. Infatti, mentre nel caso di frattura duttile è possibile intervenire prima che abbia luogo la rottura vera e propria, poiché tale meccanismo segue delle fasi che vanno dalla nucleazione di microvuoti, alla loro coalescenza generante una cricca ed infine una rottura, nel caso di rottura fragile la deformazione plastica è estremamente limitata. Solitamente, questa tipologia di rottura avanza lungo i piani di clivaggio sotto l'azione di una sollecitazione normale al piano di clivaggio stesso (frattura transgranulare) ^[21]. A causare la frattura fragile per clivaggio (di schianto) sono condizioni quali: basse temperature, alto grado di triassialità delle tensioni, elevate velocità di applicazione delle sollecitazioni.

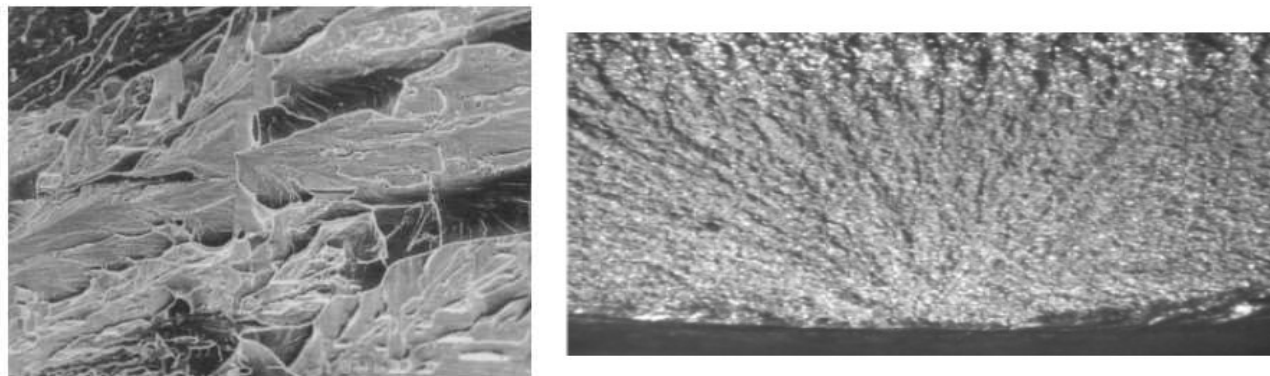


Figura 6.37 – Fotografia microscopica dell'aspetto di una superficie fratturata fragilmente (a sinistra). Nell'immagine a destra è possibile osservare delle piccole superfici brillanti e riflettenti; tali superfici costituiscono i piani di clivaggio dei vari grani ^[21].

Come approfondito al paragrafo §5.2.2.3, il materiale utilizzato per le operazioni di ripristino è il filo per saldatura da riporto EnDOtec DO*48. Questo oggetto risulta essere estremamente duro e fragile: per questo motivo nel caso specificamente trattato la causa della rottura può essere identificata in un problema a livello più macroscopico che microscopico. Durante le operazioni manutentive che vedono come protagonista la saldatura dei pezzi, può succedere che la coesione tra le parti avvenga in modo inidoneo. Inoltre, per le sue caratteristiche specifiche, il materiale utilizzato possiede e

sviluppa svariate microcricche. Riportando al di sopra di quest'ultime ulteriore materiale ogni qualvolta sia richiesto un intervento di questo tipo, può accadere che tali cricche si uniscano comportando il distacco di un pezzo. Quanto appena esplicito trova riscontro nell'impostazione dei limiti di velocità a cui ci si è precedentemente riferiti. Infatti, a livello teorico, sarebbe necessario intervenire per valori superiori a quelli decisi dall'ufficio tecnico (tipicamente sono accettati valori compresi fra $2,00 \div 3,50$) ma, per questa particolare girante, limiti superiori equivarrebbero ad un'usura eccessiva. Tale soluzione costituisce una tecnica preventiva, nonché l'unica possibile, per evitare di giungere al punto in cui parti metalliche possano staccarsi dalle pale. Purtroppo, infatti, la girante vera e propria possiede una vita utile per cui è impossibile procedere al riporto per lunghissimi periodi di tempo: il materiale impiegato è talmente duro che, quando riportato su di uno strato altrettanto duro, comporta la nascita di cricche. Il legame tra gli strati, a livello metallurgico, non risulta ideale. I pezzi non aderiscono in maniera ottimale. In conclusione, è possibile procedere impiegando questo metodo di ripristino fino a che la girante lo consente. Non esistono, ad oggi, metodi innovativi che permettano di evitare a priori questo fenomeno. L'unica alternativa possibile prevede di sostituire integralmente la pala, invece di ripararla. In tal caso, bisognerebbe realizzare una pala composta da una base duttile su cui poi eseguire il riporto utilizzando materiale più duro, e dunque al contempo fragile, al fine di sopportare l'usura cui è normalmente sottoposto il ventilatore.

Riprendendo lo studio degli spettri in correlazione al comportamento vibratorio del ventilatore in presenza di problemi, è possibile consultare quanto visualizzabile con gli strumenti qui di seguito.

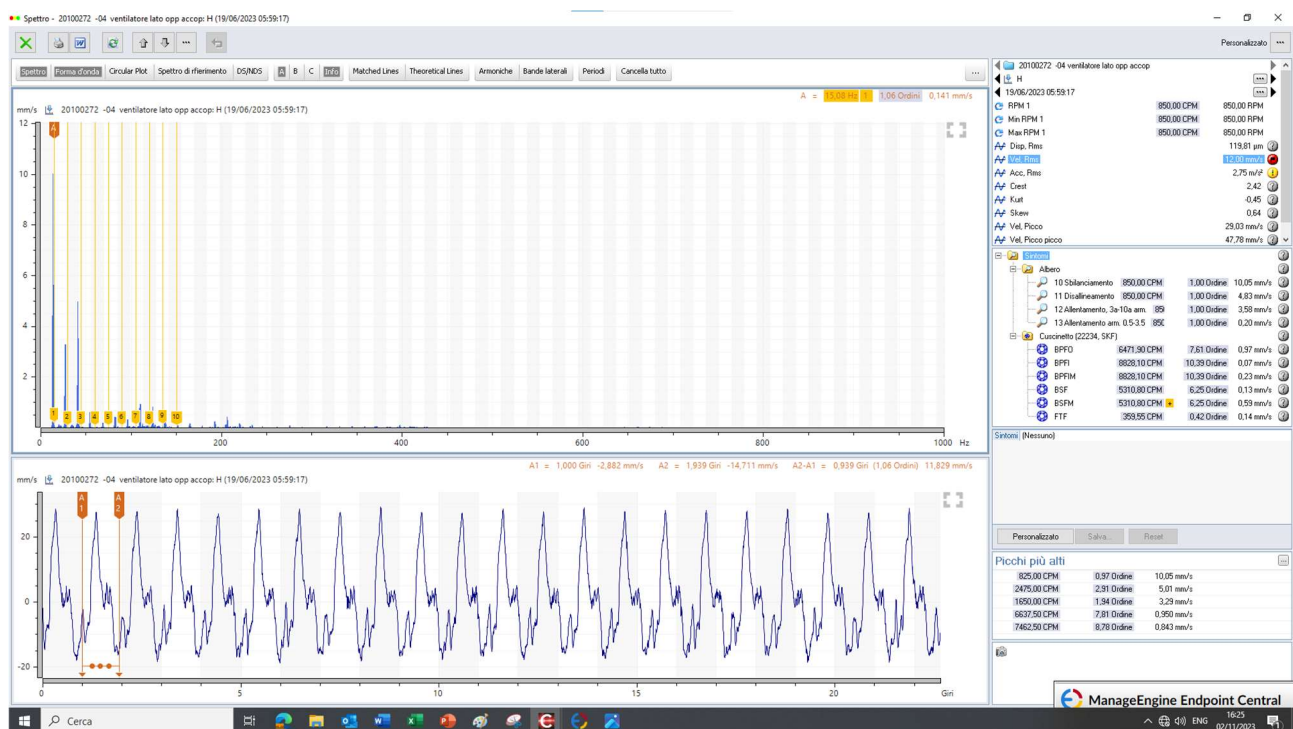


Figura 6.38 – Spettro vibrazionale del ventilatore sbilanciato in seguito al distacco eccezionale di un frammento metallico; Misurazione eseguita in corrispondenza dal quarto punto 04 ventilatore lato opp accop, direzione orizzontale H – 19/06/2023.

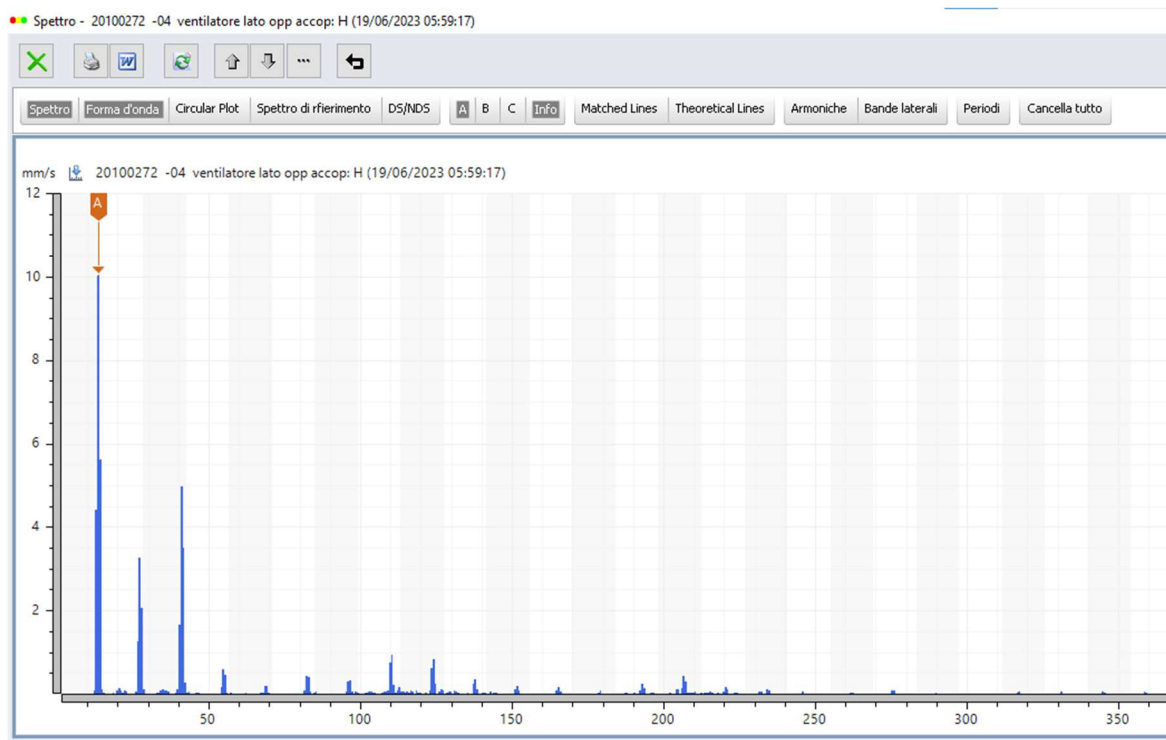


Figura 6.38a – Ingrandimento dello spettro vibrazionale del ventilatore sbilanciato in seguito al distacco eccezionale di un frammento metallico; Misurazione eseguita in corrispondenza del quarto punto 04 ventilatore lato opp accop, direzione orizzontale H – 19/06/2023.

Naturalmente, per quel che concerne lo spettro in Figura 6.38 e 6.38a, l'aspetto da osservare è quello relativo la grandissima velocità raggiunta: 12 mm/s. Per rendersi conto dell'entità del fenomeno è sufficiente una rapida occhiata all'asse delle ordinate, tipicamente estesa in misura massima fino a 4,00 mm/s, che raggiunge quota dieci in corrispondenza del primo ordine. A conferma della gravità della situazione vi è il pannello di controllo sulla destra: spia rossa accesa per la voce *Vel, RMS*. La risoluzione di casi come questo consiste nel provvedere immediatamente all'arresto dell'impianto per comprendere quanto accaduto e ripristinare le condizioni iniziali (se possibile). Sistemate le pale, operazioni di bilanciamento ben eseguite abbattano il picco.

In seguito al primo bilanciamento il valore di picco al primo ordine è stato abbassato fino a 1,77 mm/s che, per quanto visto fino ad ora, potrebbe apparire incoerente. In verità, seppur superiore a 1,50 mm/s, è ritenuto un valore accettabile se si considera che, le misure generalmente ritenute buone sono molto cautelative e, soprattutto, se si considera quanto accaduto. A distanza di un mese si è provveduto al ripristino totale della girante e delle condizioni di esercizio.

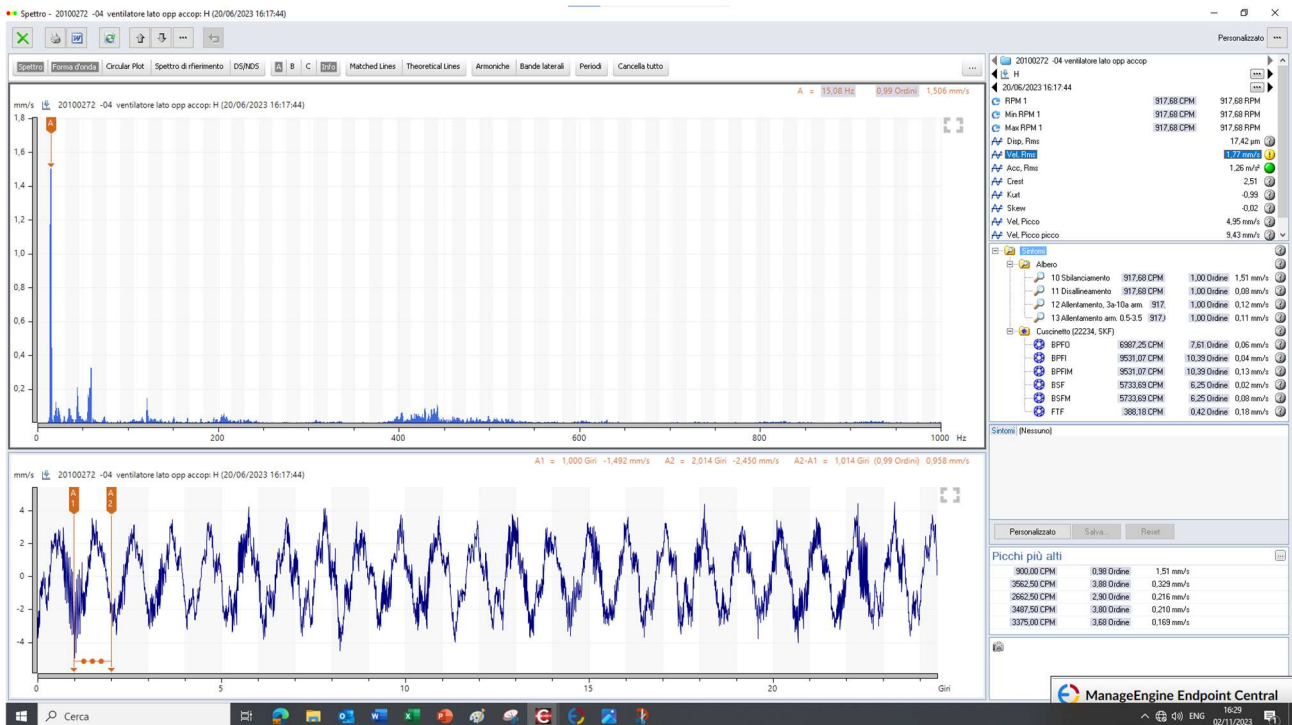


Figura 6.39 – Spettro vibrazionale del ventilatore bilanciato in seguito al ripristino del pezzo distaccatosi; Misurazione eseguita in corrispondenza del quarto punto 04 ventilatore lato opp accop, direzione orizzontale H – 20/06/2023.

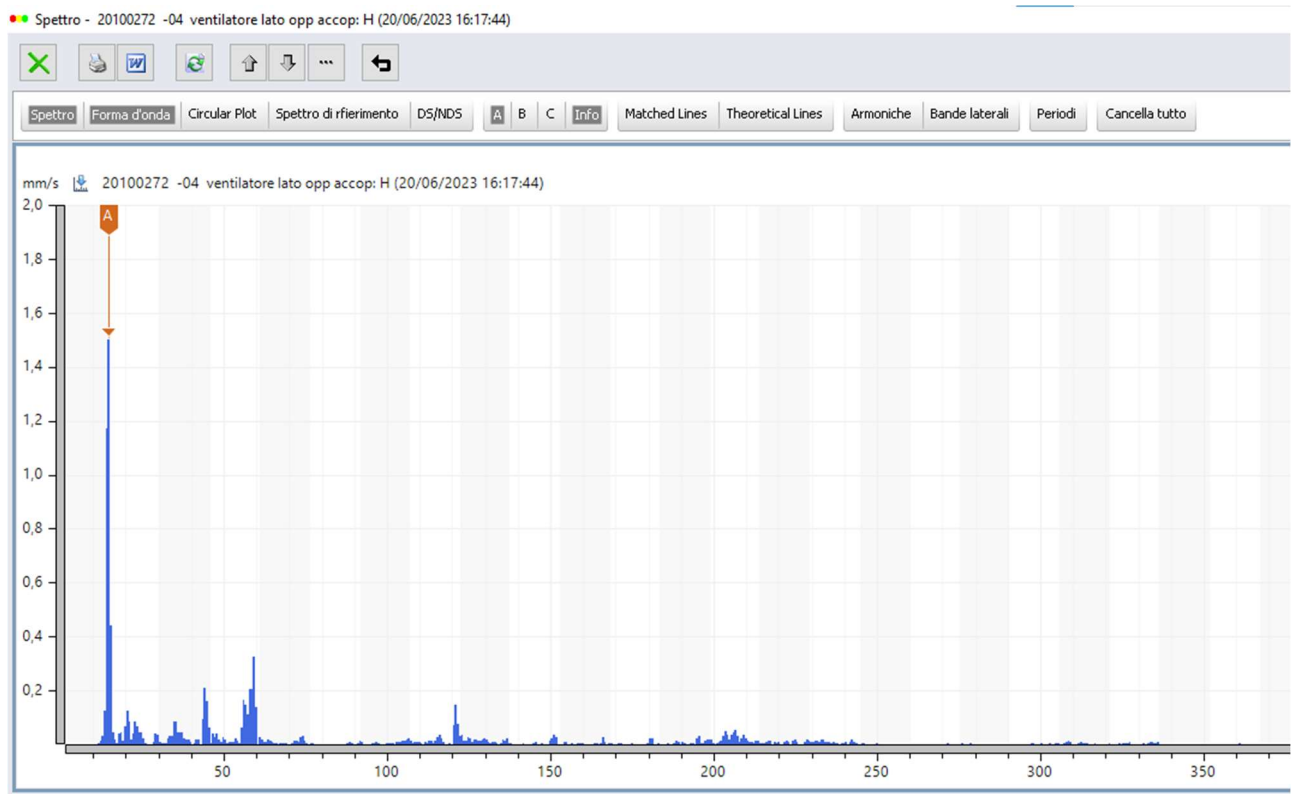


Figura 6.39a – Ingrandimento dello spettro vibrazionale del ventilatore bilanciato in seguito al ripristino del pezzo distaccatosi; Misurazione eseguita in corrispondenza del quarto punto 04 ventilatore lato opp accop, direzione orizzontale H – 20/06/2023.



Figura 6.40 – Fotografia di un frammento metallico analogo a quello distaccatosi.

6.6.2 Usura dei cuscinetti

Per la parte della diagnostica riguardante l'usura dei cuscinetti ci si è avvalsi del metodo *HD ENV* sviluppato dalla SPM Instrument nel 2015. Questo metodo è basato sul metodo dell'involuppo e sfrutta l'alta definizione per consentire l'individuazione di difetti e guasti di cuscinetti ed ingranaggi nelle fasi iniziali. Capace di identificare sul nascere possibili problemi per la macchina, questa tecnica sfrutta algoritmi sapientemente progettati e brevettati per l'elaborazione del segnale digitale, preservando la rilevazione dei picchi più elevati nello spettro vibrazionale. I segnali normalmente nascosti dal rumore del macchinario vengono rivelati attraverso l'involuppo digitale in alta definizione, che consente di estrarre e migliorare i singoli segnali d'interesse dallo spettro delle vibrazioni generali. Utilizzando il tracciamento degli ordini ed il miglioramento dei sintomi, l'applicazione della FFT al segnale si rivela molto utile nella determinazione della sorgente del segnale stesso. Spettri e segnali temporali forniscono delle istantanee delle condizioni della macchina, avvisando il reparto addetto alla manutenzione dell'esistenza di eventuali problemi. *HD ENV* può essere utilizzato per applicazioni nell'intervallo da 15 a 20000 giri al minuto (rpm o cpm) e inoltre, dispone di una serie di filtri predefiniti, ciascuno dei quali progettato per rilevare danni o anomalie in diverse fasi di sviluppo. *HD ENV* genera tre valori: un valore scalare numerico *HD Real Peak (HD_{rp})*, una forma d'onda *HD ENV*, uno spettro *HD ENV*. *HD Real Peak* viene utilizzato per creare il trend ed impostare le soglie di allarme; è misurato in dB (scala logaritmica) poiché il *dynamic range* è molto alto e la scala lineare risulterebbe inadeguata. *HD forma d'onda* è riportata in scala lineare

oppure quadratica. L'applicazione della *Fast Fourier Transform* alla forma d'onda genera lo spettro *HD ENV*. In generale, osservando gli spettri della distribuzione di energia, è possibile notare come l'energia prodotta da un ingranaggio o da un cuscinetto deteriorato, slitti dalle alte alle basse frequenze al procedere del danneggiamento. Agli stadi iniziali (*stage 1 e 2*) il processo di deterioramento è visibile grazie all'incremento del rumore meccanico di fondo alle alte frequenze (maggiori di 5÷10 kHz), mentre lo sviluppo agli stadi 3 e 4 è visibile più chiaramente alle basse (minori di 5÷10 kHz). Attraverso l'applicazione di filtri digitali alle diverse frequenze, è possibile intercettare prematuramente i sintomi dei danneggiamenti, seguendo via via il procedere delle fasi e decidendo quale sia il momento opportuno per rimpiazzare il cuscinetto. Il grosso vantaggio sta proprio nel fatto che, mentre l'uso dello spettro FFT tradizionale fornisce informazioni sullo stato della macchina per guasti ad uno stato ritenibile avanzato, la tecnica dell'involuppo permette di estrarre da vibrazioni dominate da grossi picchi alle basse frequenze (ad esempio al primo ordine 1x), piccoli picchi provenienti dai cuscinetti e dagli ingranaggi. Ciò, consente di aumentare il tempo di *pre-warning* in tutti i danneggiamenti che scaturiscono dagli impatti. In conclusione, si possono distinguere i picchi provenienti da cuscinetti ed ingranaggi dagli spettri più complessi. Tecniche dell'involuppo sprovviste dell'alta definizione (HD) non riescono a permettere la distinzione di questi picchi dagli spettri più complessi [22].

Alcune cause specifiche di danneggiamento dei cuscinetti individuabili grazie all'*HD ENV* sono, ad esempio: danni alle piste dovuti alla contaminazione del lubrificante (in tal caso può succedere che piccole particelle di contaminante si attacchino alle piste generando forti onde di pressione), danneggiamenti da inverter. Nel secondo caso, l'erosione prodotta dalla corrente non genera onde di pressione ed il difetto può essere visto solo analizzando lo spettro della velocità. Il fenomeno per cui le correnti dannose causano un arco capace di penetrare il film di olio dielettrico tra gli elementi di rotolamento e la pista del cuscinetto, prende il nome di *elettroerosione (EDM)*. L'*EDM* genera crateri di fusione, vaiolature gravi e, con il tempo, *fluting*, vale a dire la formazione di onde sulla superficie della pista con conseguente avaria prematura del cuscinetto [23].



Figura 6.41 – Ondulazioni sulla pista del cuscinetto dovute al passaggio di corrente; Caso di *fluting* [24].

6.6.2.1 Usura dei cuscinetti a causa delle correnti da inverter

Nell'analisi del caso in esame è stata data particolare importanza al fenomeno dei danni elettrici dovuti alle correnti d'albero. Il metodo *HD ENV* è stato brevemente introdotto proprio perché utilizzato nell'individuazione dei problemi legati all'usura prematura dei cuscinetti. Si ricordi che il motore alimentante il ventilatore è stato sostituito con uno non solo più efficiente, ma anche provvisto di un cuscinetto isolato sul lato opposto all'accoppiamento, proprio per contrastare l'innesco dei difetti di cui sopra. In particolare, poi, a provocare danni in relazione al passaggio di corrente non è solo la presenza della corrente stessa, ma il fatto che il motore sia alimentato da un convertitore di frequenza (inverter). Per l'approfondimento di questi aspetti si rimanda il lettore al sottoparagrafo §5.2.2.2. Alle pagine seguenti è possibile consultare gli spettri FFT e quelli ottenibili applicando i filtri tre e quattro.

Come già precisato sopra, prima di guastarsi definitivamente i cuscinetti attraversano cronologicamente alcune fasi; questi componenti vengono definiti "generosi" proprio perché offrono un buon margine di tempo prima di giungere a rottura. I filtri utilizzati nella diagnostica dei problemi ai cuscinetti consentono di intercettare i difetti quando sono ancora in fase di sviluppo.

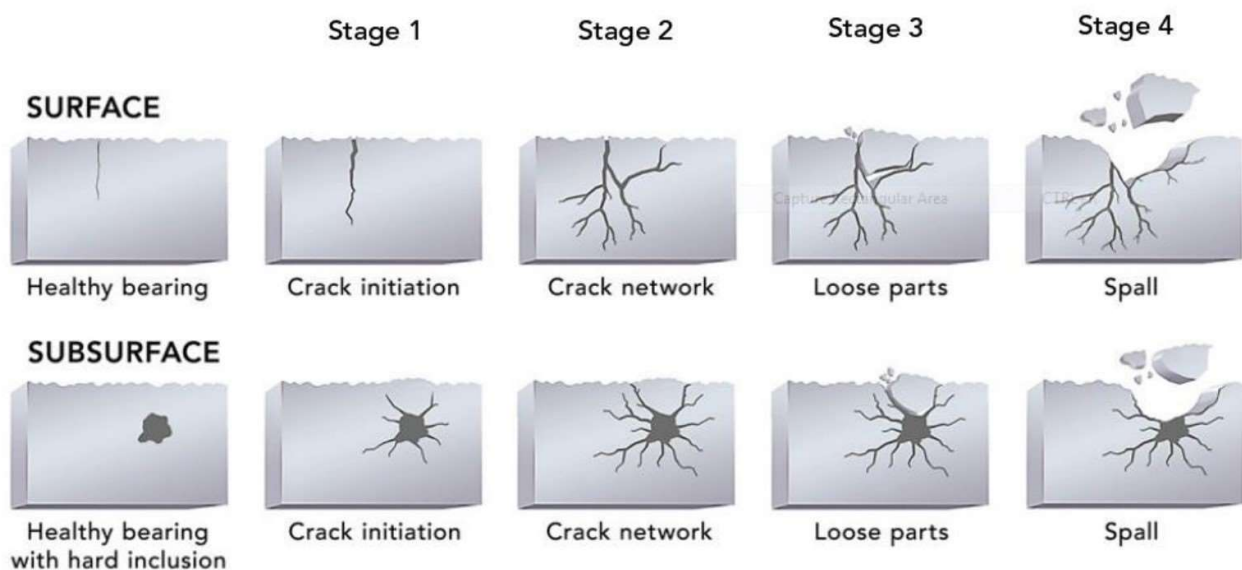


Figura 6.42 – Rappresentazione degli stadi in ordine cronologico del danneggiamento di un cuscinetto [23].

Nell'indagine condotta si sono applicati il *Filtro 3* ed il *Filtro 4*. Il primo consente di individuare i difetti quando sono già certamente esistenti e sviluppati (frequenze da 500 Hz a 10 kHz), il secondo, di anticipare l'insorgenza di un difetto, individuandolo quando ancora non si è sviluppato (frequenze da 5 kHz a 40 kHz). La certezza della presenza di un danno la si ha facendo riferimento alla velocità, cioè consultando lo spettro FFT analogo a quelli rappresentati in precedenza. Non è detto che un difetto visibile sul Filtro 4 sia visibile sul Filtro 3, mentre è sempre vero il contrario.

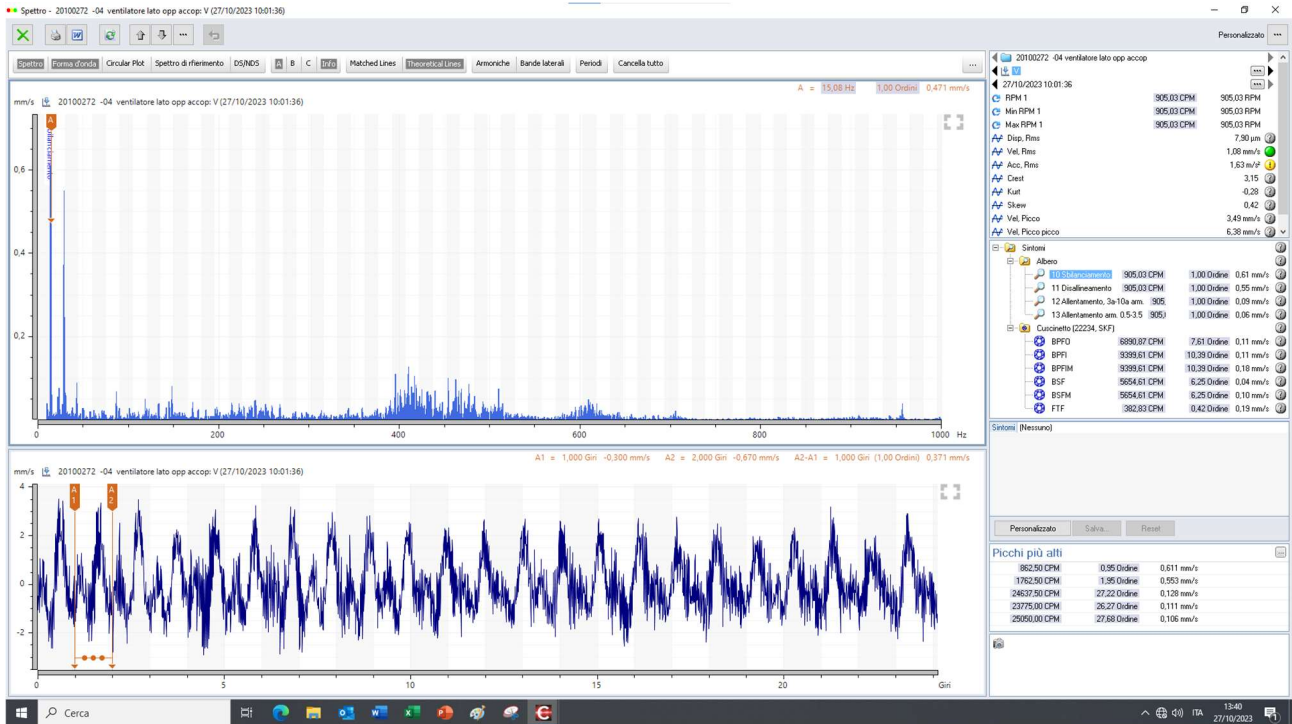


Figura 6.43 - Spettro del primo punto 01 mot lato opp accop, direzione verticale V. Lo spettro ritrae il livello vibrazionale nelle condizioni di funzionamento ordinarie – 27/10/2023.

Attraverso l'impiego dei filtri è possibile avere conferma del fatto che il livello delle vibrazioni sia buono e che non vi siano guasti in agguato. Per quelle che sono state assunte al sottocapitolo §6.5.2 come le condizioni di funzionamento ordinarie, il Filtro 3 ed il Filtro 4, la cui applicazione è indicata in alto a destra nel pannello di controllo rispettivamente come *HD ENV 3*, *HD ENV 4*, hanno confermato l'idoneità della situazione.

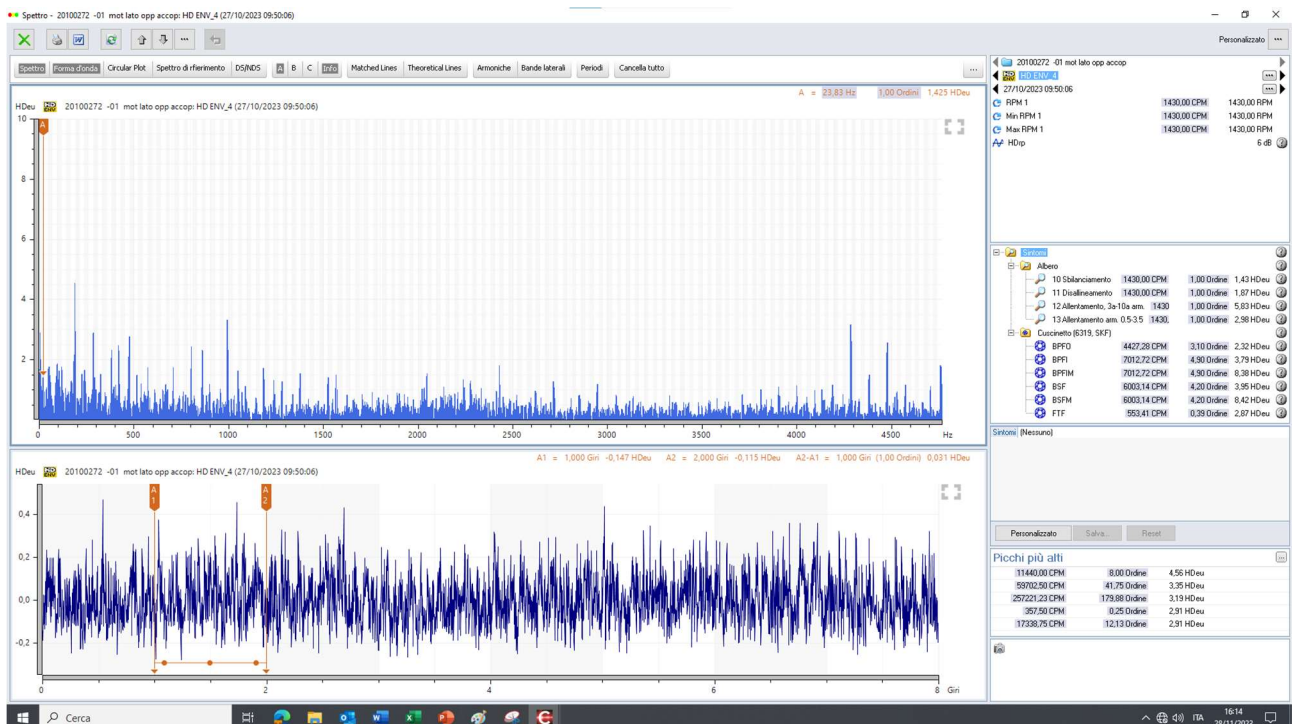


Figura 6.44 – Spettro del primo punto 01 motore lato opp accop, Filtro 4 (HD ENV 4) – 27/10/2023.

Lo spettro in Figura 6.44 potrebbe essere l'anticipazione dell'innesco o della presenza di un danno su una delle parti del cuscinetto. Per avere certezze, si consulta lo spettro relativo al Filtro 3 (Figura 6.45).

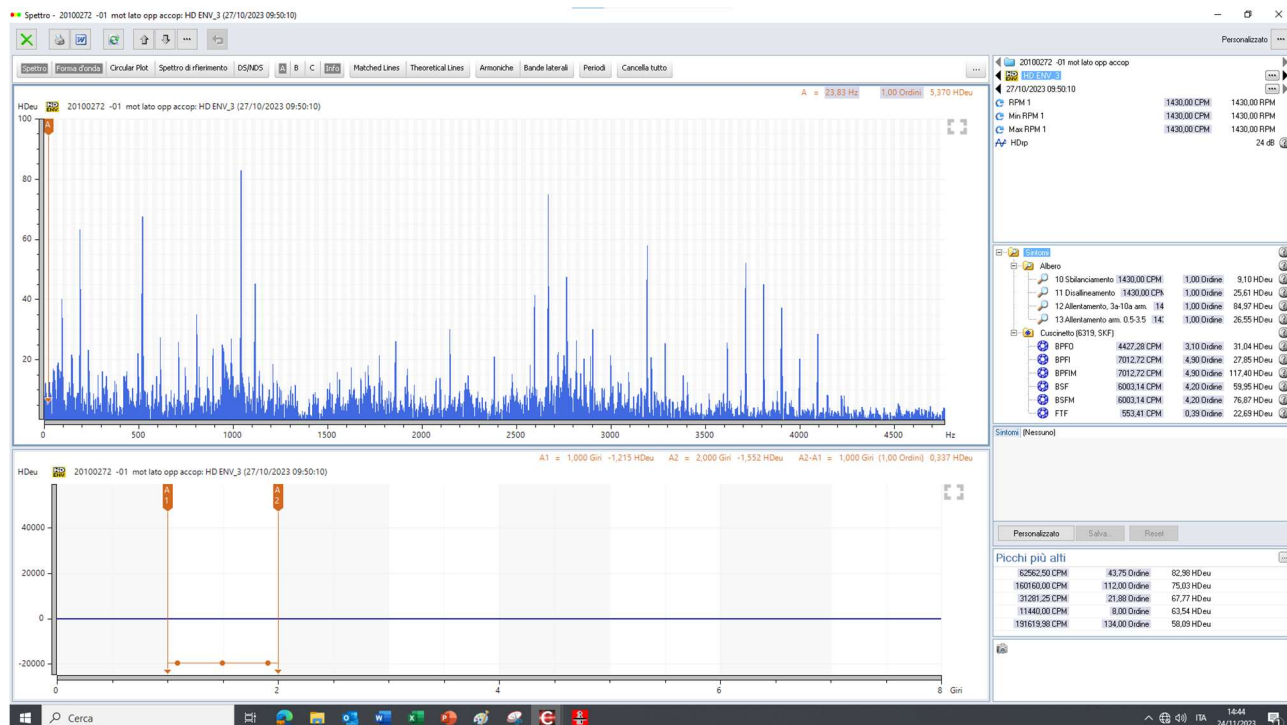


Figura 6.45 – Spettro del primo punto 01 motore lato opp accop, Filtro 3 (HD ENV 3) – 27/10/2023

Lo spettro in esame risulta *pulito*. Non vi sono picchi che lascino intendere possa esistere un difetto in corrispondenza delle piste o delle sfere. In situazioni come queste si tende a monitorare il cuscinetto in attesa di riscontrare un'evoluzione o una variazione dell'intensità dei picchi (qualora dovessero apparirne).

I casi di difetti ai cuscinetti causati dalle correnti da inverter vengono diagnosticati quando la forma spettrale appare come visibile in Figura 6.47. In tal caso, il motore alimentante il ventilatore non disponeva di alcun isolamento sui cuscinetti, ragion per cui l'usura avveniva in tempi estremamente brevi. Nel giro di un paio di mesi al massimo si rendeva necessario intervenire con la sostituzione del componente completo. (Gli esempi sotto mostrano la grande differenza tra gli spettri da aprile a luglio). Si è già spiegato che i problemi dei cuscinetti sono identificabili per picchi alle alte frequenze; come capire se si tratta di un difetto meccanico o causato dalle correnti d'albero? È possibile affermare che la responsabile dell'usura sia la corrente da inverter quando, non solo si hanno dei picchi alle alte frequenze, ma le bande laterali rispetto alla cresta del picco massimo appaiono equidistanziate. Inoltre, la conferma che si tratti proprio del cuscinetto la forniscono i numeri decimali che seguono l'ordine. Alla luce di quanto appena visto, la situazione del cuscinetto non isolato in data 29/07/2019 appare inequivocabile.

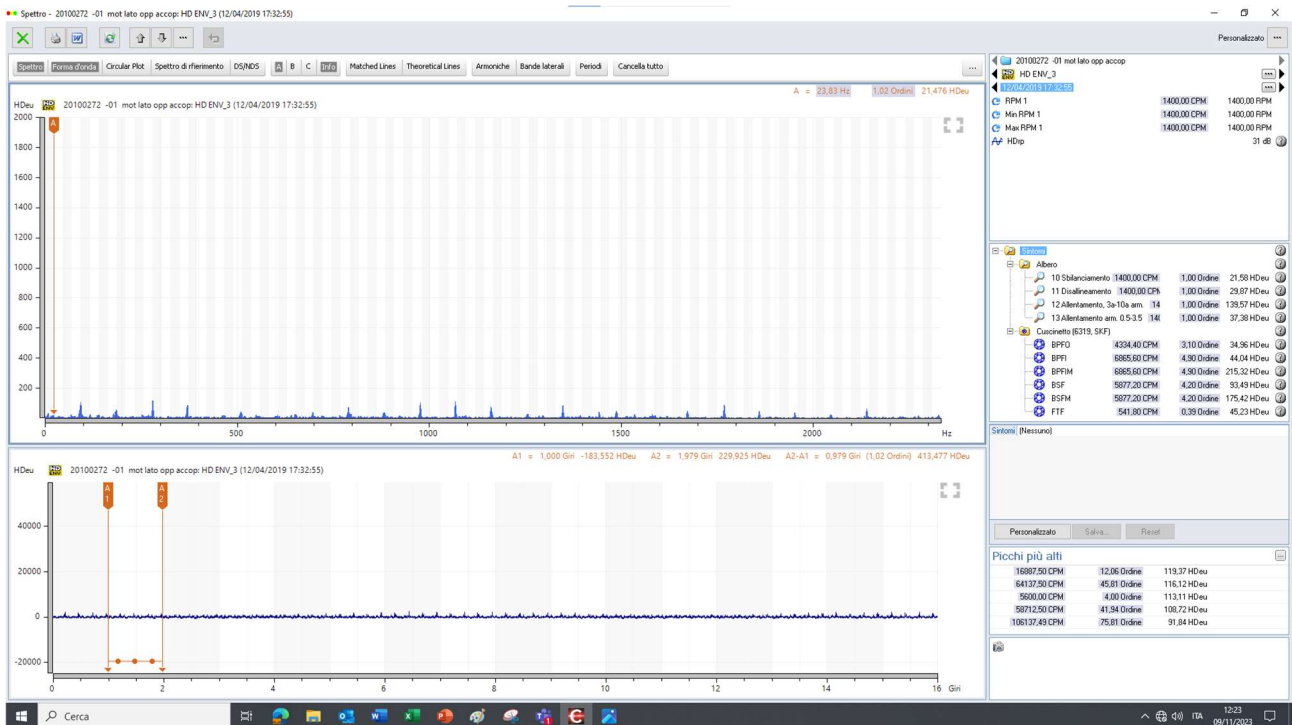


Figura 6.46 – Spettro del primo punto 01 motore lato opp accop, Filtro 3 (HD ENV 3) – 12/04/2019.

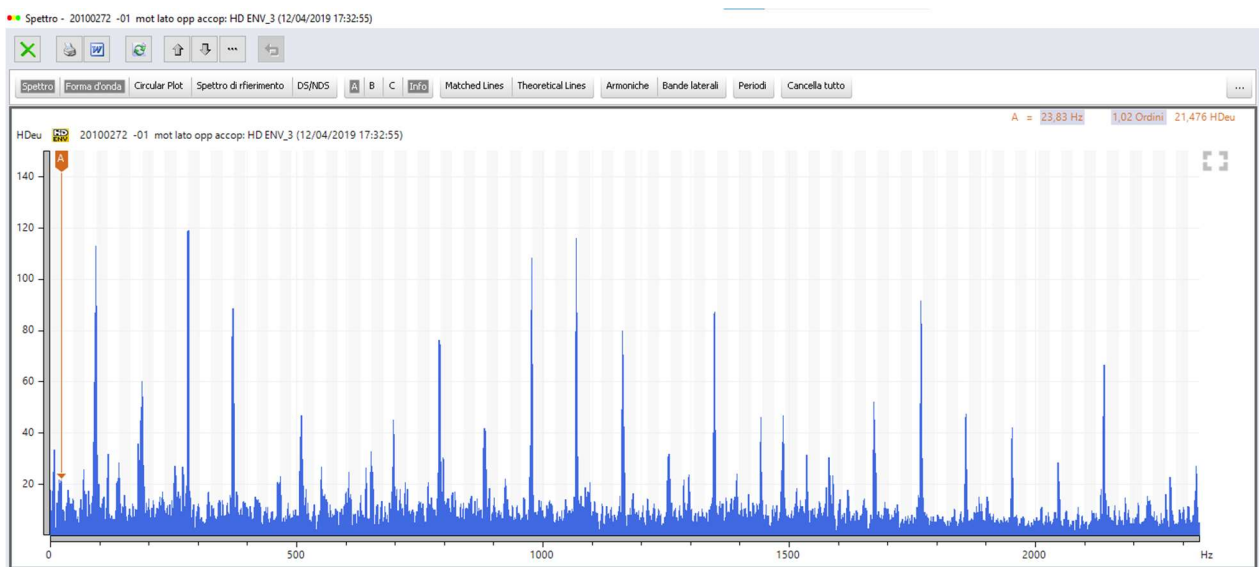


Figura 6.46a – Ingrandimento dello spettro del primo punto 01 motore lato opp accop, Filtro 3 (HD ENV 3) – 12/04/2019.

A pochi mesi di distanza il segnale vibrazionale ha dato chiare indicazioni dell'esistenza di un danno causato dal passaggio della corrente (spettro sotto).

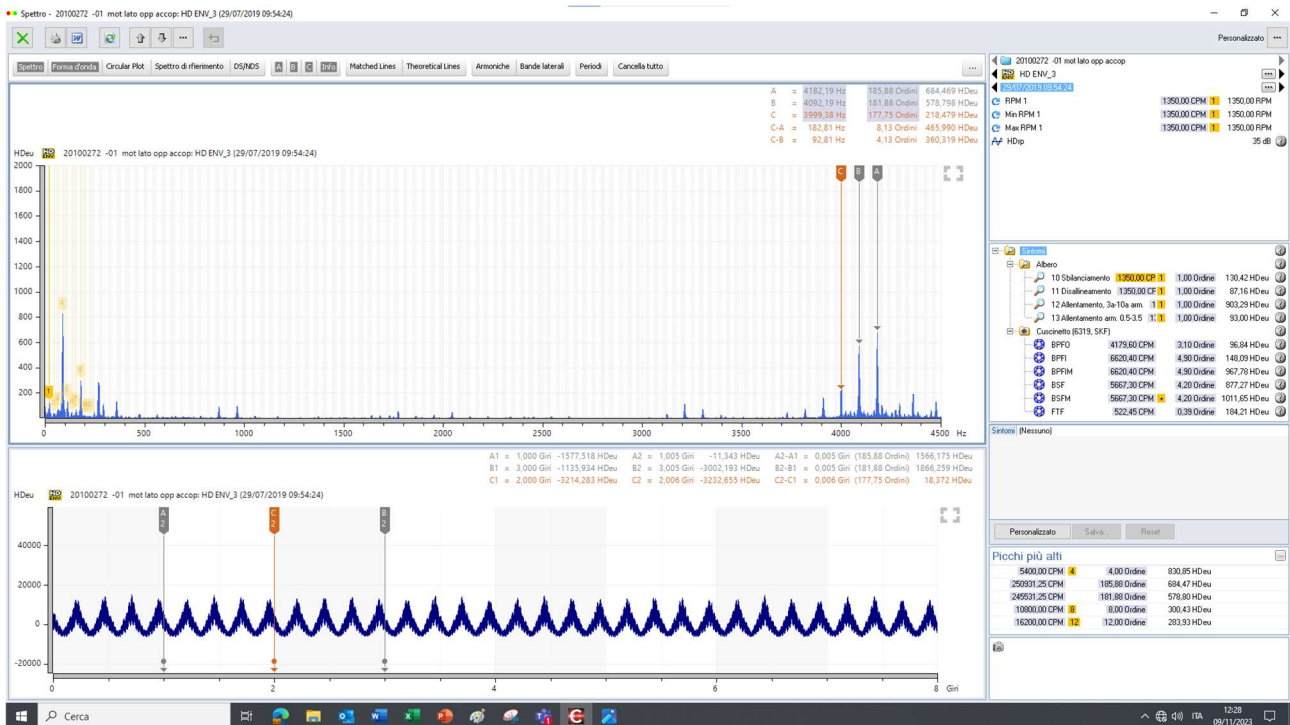


Figura 6.47 – Spettro del primo punto 01 motore lato opp accop, Filtro 3 (HD ENV 3) – 29/07/2019.

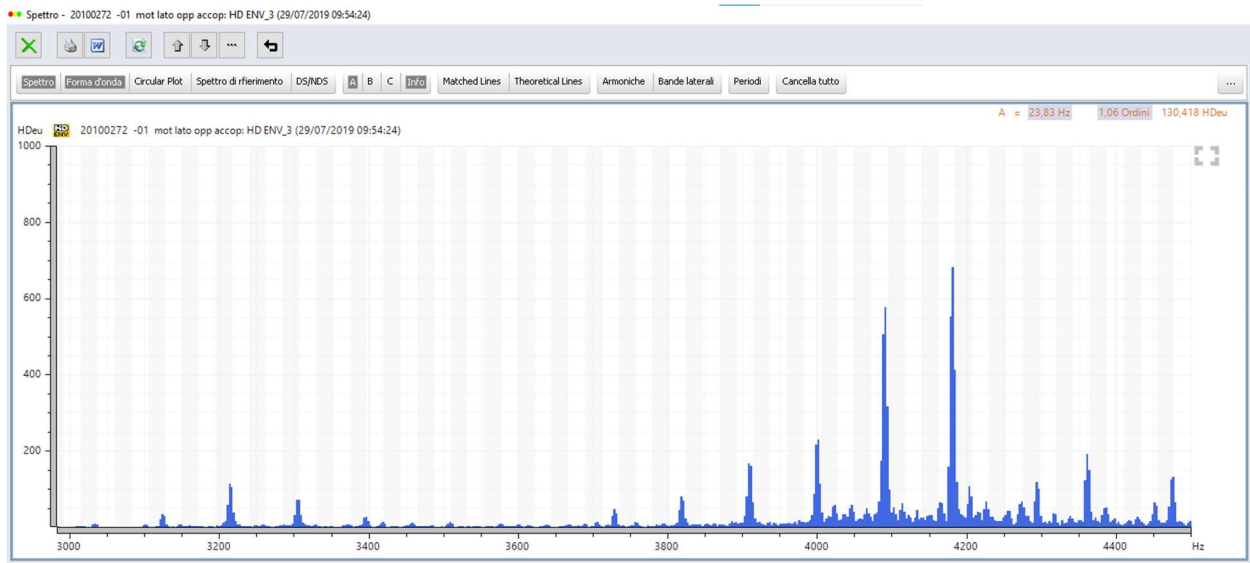


Figura 6.47a – Ingrandimento dello spettro del primo punto 01 motore lato accop, Filtro 3 (HD ENV 3) – 29/07/2019.

La soluzione maggiormente adottata, come già visto, è quella di aprire il circuito della corrente d'albero utilizzando cuscinetti isolati sulla faccia esterna della pista di rotolamento; tale soluzione corrisponde a quella adottata per il caso del motore del ventilatore dell'essiccatoio.

Conclusioni

Come accade nella maggior parte dei casi, l'intervento dell'uomo per incrementare la propria sicurezza e quella dell'ambiente in cui vive e lavora, segue eventi che si sarebbero potuti evitare, talvolta catastrofici, ma a cui non viene data importanza finché il danno non si verifica. Non è infatti raro che l'approccio dell'individuo sia di tipo reattivo: finché non succede, non ci si pensa. Sebbene a posteriori tale ragionamento possa apparire irresponsabile, è anche grazie a questo tipo di mentalità che nasce la possibilità di ricercare il miglioramento continuo e di investire sulla prevenzione. Nel caso oggetto della tesi, infatti, l'evento catastrofico verificatosi nel 2019 ha portato allo sviluppo di un piano di manutenzione e monitoraggio efficaci che, negli anni, ha impedito il ripresentarsi di incidenti analoghi (fortunatamente non sono state coinvolte persone, ma solo la macchina).

Attraverso il presente lavoro di tesi svolto in collaborazione con gli ingegneri dell'ufficio tecnico, è stato possibile evidenziare l'utilità della pratica dell'analisi delle vibrazioni per l'incremento della sicurezza delle macchine. Infatti, il confronto tra gli spettri e l'approfondimento mediante il metodo dell'inviluppo, consentono, attraverso un'adeguata preparazione sulla teoria inerente all'analisi vibrazionale e la corretta applicazione della *fault diagnosis*, di individuare continuamente nuove e stimolanti soluzioni e di intervenire con adeguate opere di manutenzione in modo prematuro, ancor prima che il guasto, dipendentemente dalla sua indole, si verifichi. Durante lo studio del processo e delle vibrazioni poi, è stata concepita una serie di preziosi ragionamenti. In primo luogo, ci si è posti il problema dell'evitabilità della rottura del mozzo (2019): la conclusione cui si è giunti di comune accordo tra esperti è stata che a spezzare il componente siano state le forze di entità troppo elevata provocate dal tensionamento eccessivo delle cinghie trapezoidali. Se un programma di monitoraggio delle vibrazioni fosse già stato impostato, si sarebbero riscontrati picchi al secondo ordine dovuti al doppio colpo delle cinghie per ogni rotazione dell'albero (2x), attraverso i quali la diagnosi del problema sarebbe stata possibile e la rottura prevenuta. In secondo, si è osservato come l'eccessiva usura della girante del ventilatore renda gli interventi manutentivi, programmati basandosi anche sugli spettri vibrazionali in relazione al sintomo dello sbilanciamento, troppo frequenti. Infatti, seppur l'azienda programmi da calendario dei giorni da dedicare alla manutenzione dell'impianto, ragion per cui tendenzialmente, dal momento che il ripristino totale della girante viene effettuato in giornata salvo imprevisti, quest'operazione non comporti di per sé uno stop della produzione o una perdita economica, i lavori da effettuare sulla stessa richiedono comunque un importante investimento di tempo e denaro. Vanno considerati molteplici aspetti: seppur celeri, i lavori vanno effettuati ogni quaranta o cinquanta giorni massimo. Ciò comporta, nota la frequenza di intervento, diversi costi, tra cui: formazione del personale per lo svolgimento di lavori in spazi confinati, formatore, saldatori che provvedono concretamente al ripristino, materiale richiesto, strumenti per trasporto e monitoraggio della salute della girante, sostituzione integrale del pezzo (circa cinquantamila euro per una nuova girante ogni due anni) e, non ultimo, l'elusione da un efficace programma di manutenzione su

condizione. Questa concomitanza di fattori ha condotto a considerare la possibilità di introdurre, in futuro, una tipologia di girante innovativa con una geometria tale da permetterne un'usura più uniforme. Le ultime considerazioni riguardano motore e cuscinetti. Trattandosi di un motore ABB, è possibile affermare che, sapendo che tale ditta calcola i valori di efficienza dei motori in accordo allo standard IEC 60034-2-1:2014, il motore del ventilatore può essere classificato come *IE4 Super Premium Efficiency*. Dal momento che il precedente era IE0, seppur i valori di efficienza siano confrontabili se basati sugli stessi metodi di prova, l'obsolescenza del precedente consente comunque di affermare che in termini qualitativi vi sia stato un progresso; ciò non ha comunque risolto, di per sé, i problemi sui cuscinetti, vittime del fenomeno delle correnti d'albero. L'introduzione di un cuscinetto isolato sul lato del motore opposto all'accoppiamento ha ammortizzato il problema. Le analisi vibrazionali condotte, però, rivelano comunque che non sia stato del tutto risolto, portando a dover intervenire con operazioni di manutenzione reattiva sostituendo i componenti circa ogni due anni, e ciò, ha sollevato per elettricisti ed ingegneri un quesito sulle modalità di risoluzione di questa specifica problematica. Alcune, ipotetiche, potrebbero essere: configurare un percorso breve e a bassa impedenza per il ritorno della corrente del modo comune dell'inverter tramite una schermatura sufficiente dei cavi motore (quando si ha a che fare con motori per grandi applicazioni sotto inverter, è quasi sempre una soluzione raccomandabile), l'applicazione di specifici filtri sull'inverter, l'adozione della spazzola per scarico delle correnti d'albero (preferibile quando la trasmissione del moto avviene tramite giunti metallici per evitare il possibile danneggiamento dei cuscinetti degli organi condotti) ed infine, l'impiego di entrambi i cuscinetti isolati o ibridi (forniscono una maggior garanzia per evitare le correnti nei cuscinetti).

Lo studio svolto rappresenta uno strumento per mettere in luce l'utilità e la trasversalità dell'uso dell'analisi vibrazionale nel monitoraggio dei macchinari attraverso gli esempi trattati nel testo. Le discipline dell'analisi vibrazionale per la predittività dei componenti, così come quella della manutenzione su condizione, sono molto vaste ed articolate; va da sé che, a farla da padrone, anche in questo ambito, non è solo un'approfondita conoscenza teorica della materia, ma l'esperienza dell'analista, trattandosi di operazioni che vedono in gioco una grande quantità di variabili.

Riferimenti bibliografici

- [1] *Vibration Analysis Training Manual Category 1*, Mobius Institute, 2016.
- [2] *Condition monitoring – una fonte di guadagno per qualsiasi impianto industriale o di servizio*, SPM Academy, file pdf.
- [3] *Meccanica applicata alle macchine, Volume terzo*, Prof. Ing. Antonio Agostino Capocaccia, 1967, Libreria di Stefano, Genova, pagine 2-4.
- [4] *Vibrazioni delle strutture e delle macchine*, Giancarlo Genta, 1996, Levrotto&Bella editrice s.a.s., Torino, pagine 1-3.
- [5] *Practical Machinery Vibration Analysis and Predictive Maintenance*, Paresh Girdhar e C. Scheffer, 2004, Newnes an imprint of Elsevier, Linacre House, Jordan Hill, Oxford.
- [6] *Manutenzione predittiva di componenti meccanici attraverso l'analisi vibrazionale*, Giacomo Rotini, a.a. 2018-2019, Politecnico di Torino.
- [7] *The rational of monitoring vibration on rotating machinery in continuously operating process plant*, Dowham, Woods, 1979, B&K Instruments Inc., U.S.A.
- [8] *Vibration-based Condition Monitoring*, Robert Bond Randall, 2011, John Wiley & Sons, West Sussex, UK.
- [13] *Meccanica applicata alle macchine*, Callegari Massimo, Fanghella Pietro, Pellicano Francesco, 2013, Città Studi, Università di Genova.
- [14] *Vibration diagnostic guide*, SKF Reliability Systems, San Diego, California.
- [9] *Normativa ISO 10816-1998*, SPM Instrument s.r.l., Fabriano (AN).
- [10] *Analisi delle vibrazioni per la diagnostica delle macchine rotanti – Prima parte*, Lucia Frosini, Dipartimento di Ingegneria Industriale e dell'Informazione, Università di Pavia, Italia, file pdf.
- [11] *Tensioni e correnti d'albero (parte A)*, Lucia Frosini, Dipartimento di Ingegneria Industriale e dell'Informazione, Università di Pavia, Italia, file pdf.
- [12] *Correnti d'albero – Shaft Currents*, Oemer spa, 2004, Rescaldina (MI), Italia, file pdf.

- [15] *La serie di Fourier, Dispensa integrativa per l'insegnamento di Elementi di Controlli Automatici*, Gianni Borghesan e Giovanni Marro, Università degli Studi di Bologna, file pdf.
- [16] *Acquisizione dei segnali: campionamento e quantizzazione*, Sarah Tonello, Dipartimento di Ingegneria dell'Informazione, Università degli Studi di Padova, presentazione powerpoint (file pdf).
- [17] *Soluzioni e rivestimenti anti-usura CastoDur Diamond Plates: Piastre, Turbi e Parti anti-usura, Protezione attiva contro abrasione ed erosione*, Castolin Eutectic – Wear&Fusion Technology, Gruppo Salteco, brochure informativa.
- [18] *User guide Leonova Emerald*, SPM Instrument AB, 2013, Strängnäs, Svezia; (Manuale d'uso utente dello strumento), file pdf.
- [19] *Materiale didattico meccanica delle vibrazioni LI Accelerometro, dispense e programma*, Università degli studi di Ferrara, a.a. 2014-2015, file pdf.
- [20] *Application Note – Analisi Envelope per la diagnosi di difetti sui cuscinetti*, Hans Konstantin-Hansen, Brüel&Kjær, 1987, Danimarca, brochure informativa, file pdf.
- [21] *La frattura dei metalli*, Università degli Studi ECampus, 2014, Novedrate, presentazione PowerPoint file pdf.
- [22] *SPM Instrumenti presents HD ENV – a new era in vibration monitoring*, SPM Instrument AB, 2015, Svezia, comunicato stampa.
- [23] *HD Env – a new era in vibration monitoring*, SPM Instrument AB, presentazione PowerPoint file pdf sul funzionamento del metodo.
- [24] *Analisi delle vibrazioni per la diagnostica delle macchine rotanti – Terza parte*, Lucia Frosini, Dipartimento di Ingegneria Industriale e dell'Informazione, Università di Pavia, file pdf.

Sitografia

- (1) <https://cuscinettecomponenti.it/cuscinetti-qual-e-la-differenza-tra-brinelling-spalling-e-fretting/>
- (2) <https://www.ilprogettistaindustriale.it/calettamento-forzato/>
- (3) <http://www3.deis.unibo.it/Staff/FullProf/GiovanniMarro/fourier.pdf>
- (4) <https://it.wikipedia.org/wiki/Accelerometro>
- (5) <https://www.spminstrument.it/Prodotti-e-servizi/Software-SPM-/Condmaster-Ruby/>
- (6) <https://www.spminstrument.it/Tecniche-di-misura/Monitoraggio-degli-Shock-Pulse/>
- (7) <https://www.spminstrument.it/Tecniche-di-misura/Monitoraggio-degli-Shock-Pulse/LRHR/>
- (8) <https://www.spminstrument.it/Prodotti-e-servizi/Strumenti-portatili/Leonova-Emerald/Funzioni/>
- (9) <https://www.bksv.com/it/knowledge/blog/vibration/piezoelectric-accelerometers>
- (10) <https://www.spminstrument.com/products-and-services/transducers-and-transmitters/vibration-transducers/>
- (11) <https://power-mi.com/content/rolling-element-bearing-components-and-failing-frequencies>
- (12) <https://www.skf.com/it/products/rolling-bearings/engineered-products/insocoat-bearings/productid-6319%20M%2FC3VL0241>
- (13) <https://www.skf.com/it/products/rolling-bearings/roller-bearings/cylindrical-roller-bearings/single-row-cylindrical-roller-bearings/productid-NU%20324%20ECM>
- (14) <https://www.skf.com/it/productinfo/productid-22232%20CC%2FC3W33>
- (15) <https://www.skf.com/it/products/mounted-bearings/bearing-housings/split-pillow-blocks-saf-saw-series/productid-SAF%2022232%2FC3>

Ringraziamenti

Un doveroso e sentito ringraziamento è innanzitutto rivolto al Professor Mauro Ricotta, nonché mio stimato relatore. Grazie alla sua gentilezza e professionalità è riuscito a rendere stimolante la redazione di un lavoro di tesi che affronta tematiche per me nuove e sfidanti.

Grazie al mio correlatore, l'Ingegnere Stefano Marin. Con la sua infinita pazienza e la sua disponibilità, si è impegnato molto per far sì che comprendessi e mi appassionassi all'argomento trattato, riuscendo a far sì che io serbi sempre un ricordo piacevole e nostalgico del periodo in cui ho lavorato alla mia tesi di laurea magistrale.

Ringrazio anche l'Ingegnere Francesco Barboni per la sua collaborazione e l'Ingegnere Luca Barboni, manager HSE dell'azienda, per avermi accordato il suo prezioso tempo permettendomi di conoscere persone umane, non soltanto professionisti del settore.