

Vibrazioni dei macchinari

Analisi vibrazioni

Le ISO 2372, 3945, 10816 riportano *Normative e criteri di valutazione per le vibrazioni dei macchinari*.

La misura e l'analisi delle vibrazioni di un macchinario possono consentire di evitare guasti importanti. Una macchina con organi in rotazione produce vibrazioni i cui cambiamenti dalle condizioni ordinarie possono essere interpretati come possibilità di avaria imminente.

Gli organi che possono essere monitorati per mezzo di questo metodo sono:

- macchine a moto alternativo (motori Diesel, compressori, pompe);
- macchine rotative con rotori rigidi (motori elettrici, pompe);
- macchine rotative con rotori flessibili (generatori, pompe multistadio).

I tipici parametri di misurazione sono:

- ampiezza delle vibrazioni in mm;
- accelerazione in mm/s²;
- spostamento dell'albero in mm;
- velocità delle vibrazioni in mm/s;
- vibrazioni dell'albero in μm;
- emissioni acustiche e impatto in dB(A).

I macchinari sono suddivisi in quattro categorie:

- Classe I. Singoli componenti collegati integralmente al macchinario completo nelle normali condizioni operative (motori elettrici fino a 15 kW).
- Classe II. Macchine di media tagli (motori elettrici da 15 a 75 kW e motori fino a 300 kW su basamenti speciali).
- Classe III. Motori di grandi dimensioni montati su basamenti pesanti e rigidi.
- Classe IV. Motori di grandi dimensioni montati su basamenti relativamente elastici (flessibili) o strutture di tipo leggero.

In base alla categoria e al livello di vibrazioni vengono definite quattro classi, contraddistinte dalle lettere A, B, C e D (ISO 10816) (tab. 1).

RMS o r.m.s. (root mean square)
 è una misura statistica della grandezza di una quantità variabile. Il nome deriva dal fatto che è la radice quadrata della media dei quadrati dei valori.

Tabella 1
 Classi di vibrazioni.

r.m.s. velocità di vibrazione (mm/s)	fino a 15 kW Classe I	da 15 a 75 kW Classe II	> 75 kW (rigido) Classe III	> 75 kW (flessibile) Classe 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				

Analisi per mezzo di ultrasuoni

Con il metodo degli ultrasuoni è possibile rilevare perdite di fluidi per falle nelle tubazioni (reti idrauliche o pneumatiche), anche di minime dimensioni; si possono riscontrare anche anomalie elettriche e magnetiche, oppure analizzare le vibrazioni di un organo rotante (fig. 1).

Di seguito proponiamo alcuni casi operativi di diagnosi e manutenzione di macchinari con tecnologia di analisi FFT.



Figura 1
 Analisi con metodo a ultrasuoni.

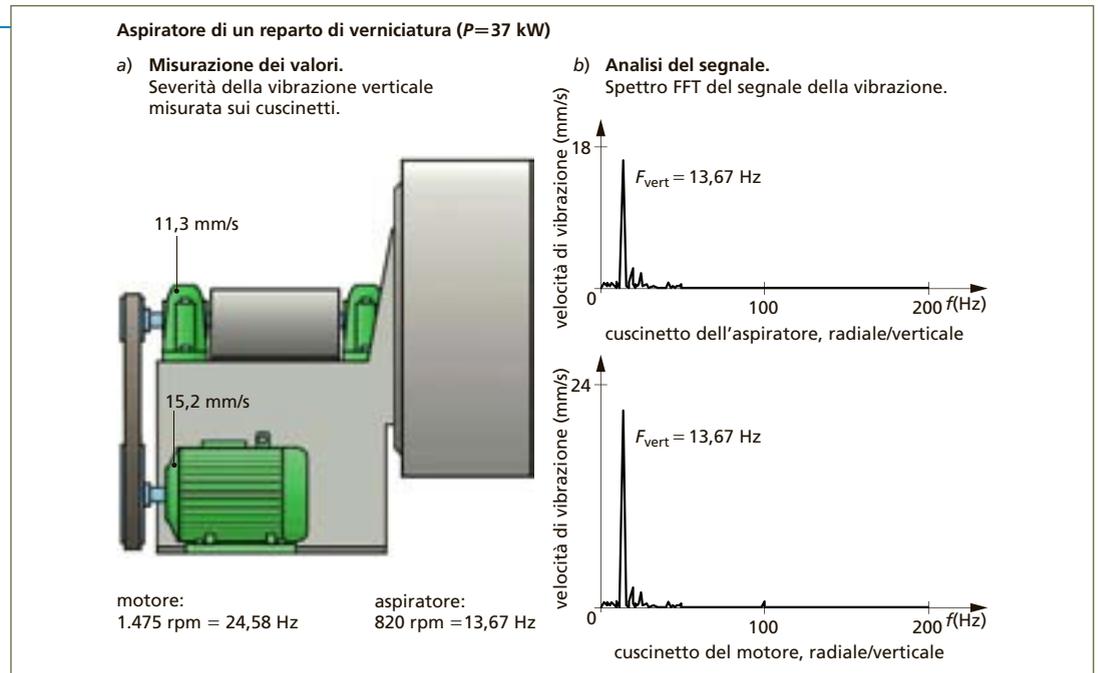
L'analisi FFT (Fast Fourier Transform), o trasformata di Fourier veloce, è un algoritmo che viene utilizzato per il calcolo della DFT (trasformata discreta di Fourier) in una grande varietà di applicazioni, tra cui quella trattata.

Nota bene

Spettri di vibrazione di un aspiratore fumi con trasmissione a cinghia

Viene esaminato un esempio pratico che illustra le possibilità dell'analisi delle vibrazioni: un'unità di aspirazione con trasmissione a cinghia si blocca a causa di vibrazioni eccessive. Poiché il livello di vibrazione più alto viene misurato sul motore, inizialmente appare logico prendere in esame il motore stesso. Successivamente però, analizzando la frequenza di queste forti vibrazioni sul motore (15,2 mm/s) si chiarisce che la vibrazione viene trasferita al motore dalla puleggia. Infatti, dopo che la puleggia sull'aspiratore viene bilanciata, la vibrazione scende a livelli accettabili sull'aspiratore (2,3 mm/s) e sul motore (3,2 mm/s) (fig. 2). Questo caso presenta il metodo tipico dell'intervento: una semplice misurazione del livello globale delle vibrazioni permette di classificare la condizione della macchina come «buona», «soddisfacente», «insoddisfacente» e «inaccettabile». Nel caso di valori eccessivi si studia il problema e la causa originale; lo sbilanciamento della puleggia si individua per mezzo del controllo dei picchi di frequenza nello spettro di vibrazione FFT.

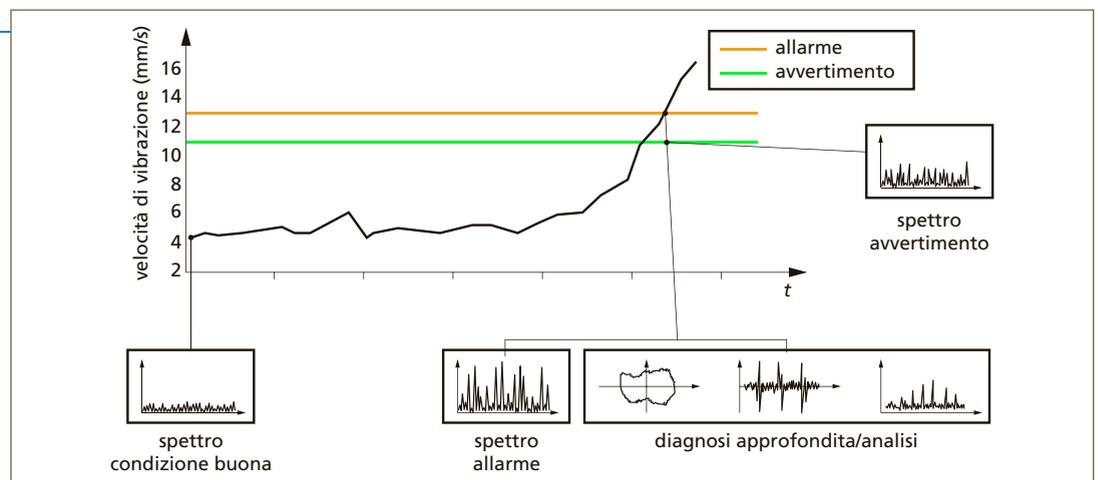
Figura 2
Spettri di vibrazione di un aspiratore fumi con trasmissione a cinghia.



«Trending» delle condizioni della macchina

Un metodo razionale per poter ottenere un monitoraggio efficace e affidabile delle condizioni dei macchinari consiste nel verificare l'andamento (*trending*) dei valori globali delle vibrazioni nel tempo. Le rilevazioni vengono inserite in un diagramma (fig. 3) e confrontate con i valori delle soglie di allarme e di avvertimento. Quando vengono superati i valori di soglia (e non prima), si effettua una diagnosi dettagliata della vibrazione per localizzare l'origine esatta del problema e per determinare la corrispondente soluzione di manutenzione. Sono esaminate quindi le tecniche di diagnosi e di monitoraggio delle vibrazioni che si riferiscono specificamente ai motori elettrici.

Figura 3
«Trending» delle condizioni della macchina.



Strategia di monitoraggio delle macchine. 1° livello/2° livello

Per effettuare il monitoraggio delle condizioni della macchina è necessario misurare i valori globali della vibrazione, che permettono di valutare le condizioni generali della macchina. L'elaborazione della curva di questi valori globali consente di evidenziare l'andamento dei fenomeni di deterioramento, cioè la progressione del danno.

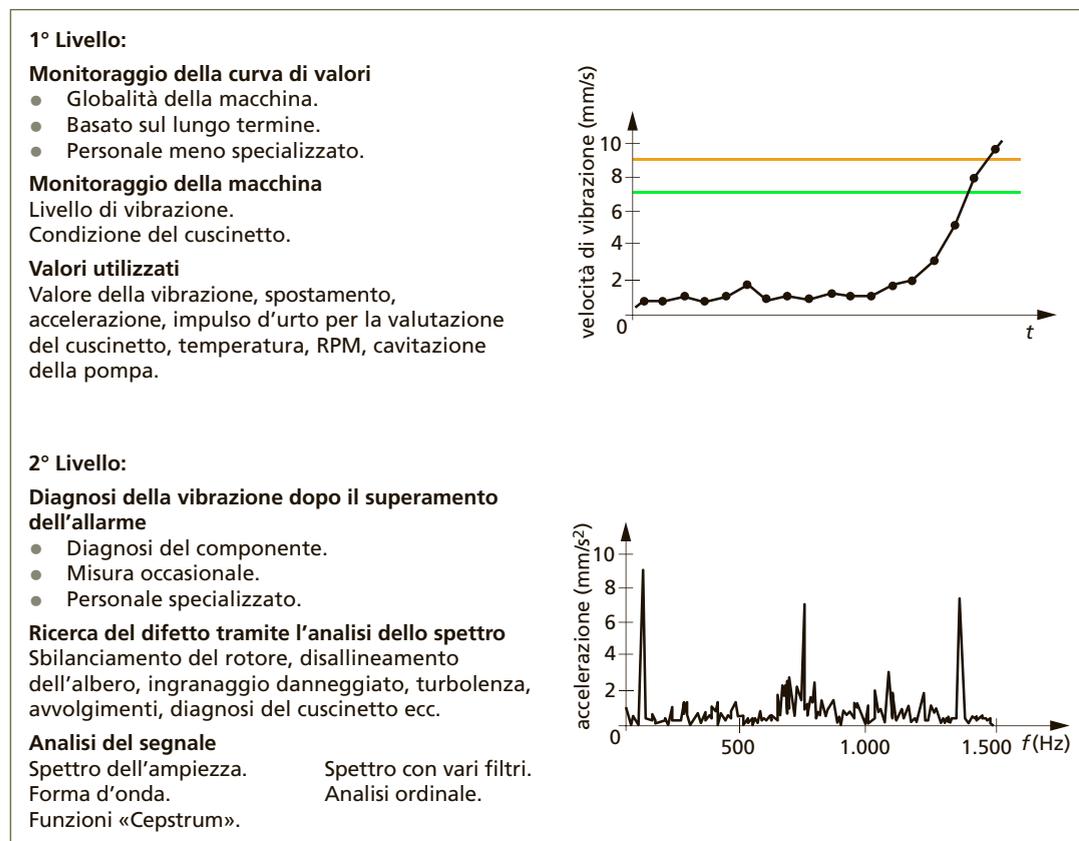
Questo tipo di misurazione globale delle vibrazioni, detta di 1° livello, permette il monitoraggio minimo di strumenti e manodopera (fig. 4).

Tuttavia la misurazione del valore globale (1° livello) non è sufficiente a localizzare con precisione i difetti, e ciò richiede un'analisi più accurata dello spettro della macchina. Infatti molti guasti possono essere riconosciuti in base alle rispettive frequenze caratteristiche o all'andamento delle stesse. Generalmente per effettuare la diagnosi delle vibrazioni di 2° livello occorre misurare i segnali delle vibrazioni con un analizzatore di vibrazione FFT.

Questa operazione viene eseguita da personale addestrato, con esperienza nell'interpretazione degli spettri delle vibrazioni.

Figura 4

Strategia di monitoraggio delle macchine.



Severità della vibrazione secondo le norme ISO/DIS

Le norme internazionali sulle vibrazioni sono attualmente sottoposte a numerose modifiche. Eppure la misurazione della severità delle vibrazioni, cioè la velocità di vibrazione effettiva tra 10 e 1.000 Hz RMS, rimane la pratica generalmente accettata per valutare le condizioni generali delle vibrazioni sui motori elettrici. I valori di severità delle vibrazioni così misurati vengono confrontati con i limiti di soglia fissati dalle norme. Le condizioni delle vibrazioni vengono quindi classificate in base a quattro categorie: «buona», «soddisfacente», «insoddisfacente», e «inaccettabile». La tabella (tab. 2) che segue riassume lo standard ISO 2372 attualmente in vigore, che indica anche diversi tipi di difetti tra i più comuni dovuti alla vibrazione, come sbilanciamento del rotore o disallineamento dell'albero. Questo standard verrà presto integrato dal nuovo ISO 10816, attualmente in fase di approvazione.

Per motori molto grandi con cuscinetti a strisciamento (oltre 1.000 kW), la semplice misurazione della severità delle vibrazioni può non essere sufficiente, specialmente quando l'installazione del cuscinetto è relativamente rigida; la vibrazione del rotore misurata alla sede del cuscinetto è talmente smorzata da non rappresentare più la reale condizione della macchina. In questi casi la vibrazione dell'albero

ISO 2372

Vibrazione meccanica di macchine con velocità di funzionamento da 10 a 200 giri/s. Costituisce la base per determinare gli standard di valutazione, 11/1974 con Modifica 07/1983.

ISO 10816-3

Vibrazione meccanica: valutazione delle vibrazioni di macchine per mezzo della misurazione di parti non rotanti; Parte 1: Indicazioni generali.

ISO 3945

Vibrazione meccanica di grandi macchine rotanti con campo di velocità da 10 a 200 giri/s. Misurazione e valutazione della severità della vibrazione in situ, 12/1985.

del rotore viene generalmente misurata direttamente usando speciali sonde di vibrazione sull'albero (**ISO 10816-3, ISO 3945**).

								45	Velocità di vibrazione RMS
	Probabili danni			Inaccettabile				28	
								18	
								11	
	● limitato	Periodo operativo			Insoddisfacente			7	
	● illimitato							4,5	
					Soddisfacente			2,8	
								1,8	
	Installazione recente							1,1	
					Buona			0,7	
								0,45	
								0,28	
	rigida	elastica	rigida	elastica	P	M	G	T	mm/s
	15 kW - 300 kW		300 kW - 50 MW		ISO 2372				
	ISO/DIS 10816-3								

Tabella 2

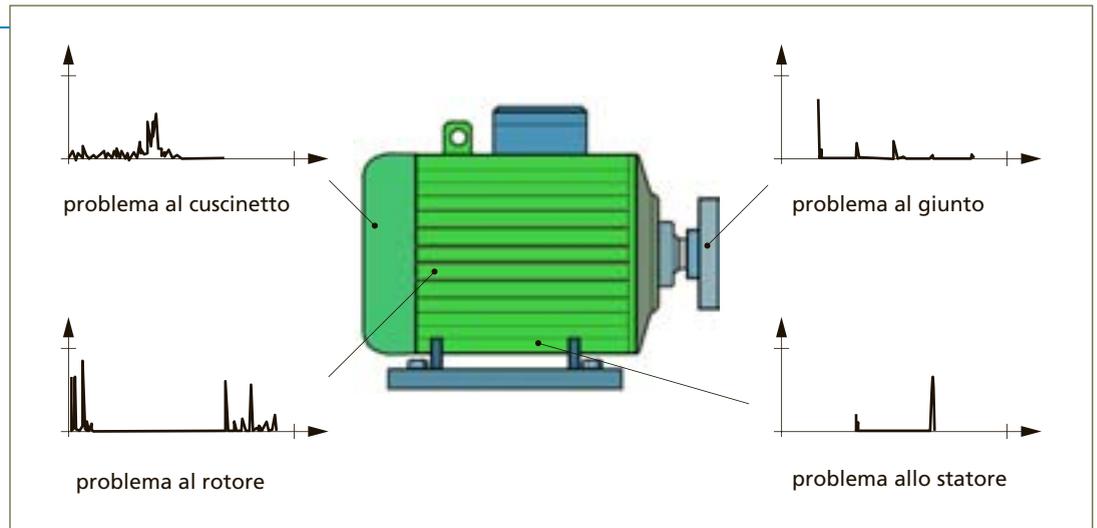
Severità della vibrazione secondo le norme ISO/DIS.

Componenti del motore suscettibili di guasto

La **figura 5** offre una visione generale dei componenti del motore elettrico più soggetti a guasti. Alcuni tipi di danneggiamento presentano degli spettri di vibrazione caratteristici. Ciascuno di questi fenomeni sarà spiegato in dettaglio.

Figura 5

Componenti del motore suscettibili di guasto.



Sbilanciamento del rotore/Disallineamento dell'albero

Si definisce sbilanciamento (**fig. 6a**) la distribuzione eccentrica della massa del rotore. Durante la rotazione, la forza centrifuga dovuta allo sbilanciamento genera vibrazioni aggiuntive sul rotore e sui cuscinetti. Tali vibrazioni si verificano esattamente alla frequenza di rotazione. Questo caratterizza lo spettro di una macchina sbilanciata: la frequenza di rotazione si evidenzia come «picco», con ampiezza elevata, e ciò può aumentare in modo significativo le condizioni di vibrazione globali della macchina. La necessaria redistribuzione della massa del rotore si ottiene bilanciando il rotore. La **ISO 3945** indica i valori accettabili di sbilanciamento residuo per rotor rigidi.

Il disallineamento dell'albero (**fig. 6b**) di macchine accoppiate direttamente provoca prevalentemente vibrazioni a una frequenza doppia rispetto a quella di rotazione dell'albero, talvolta anche con un picco alla frequenza di rotazione dell'albero anch'esso elevato. Se il disallineamento radiale (cioè lo spostamento parallelo all'albero) è dominante, allora il picco è più pronunciato

ISO 3945

Vibrazioni meccaniche di grandi macchine con velocità da 10 a 200 giri/s. Misurazione e valutazione della severità di vibrazione, 12/1985.

per misurazioni prese in direzione radiale (perpendicolarmente agli alberi). Se predomina il disallineamento angolare (gap di apertura del giunto), allora la vibrazione sarà più significativa negli spettri di frequenza delle misure assiali. Molti produttori e operatori di macchine elettriche hanno introdotto moderni sistemi di allineamento dell'albero con ottica laser, come **OPTALIGN® PLUS**, per correggere l'eccessivo disallineamento dell'albero. Le tolleranze di allineamento raccomandate sono specificate nei manuali.

OPTALIGN® PLUS
 Manuale operativo e
 Manuale d'allineamento,
 PRUFTECHNIK AG,
 Ismaning, Germany,
 03/1997.

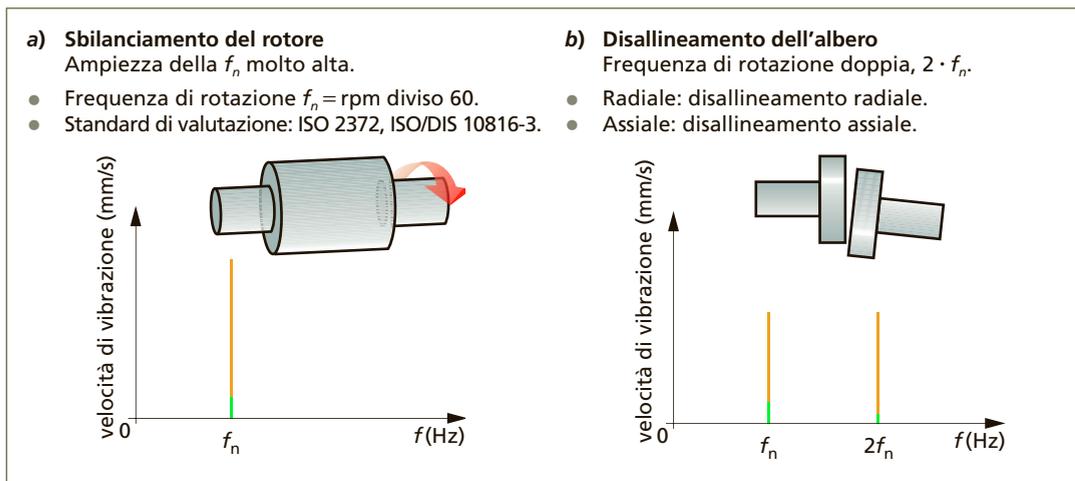


Figura 6

a) Sbilanciamento del rotore e b) disallineamento dell'albero.

Asimmetria del campo magnetico dello statore

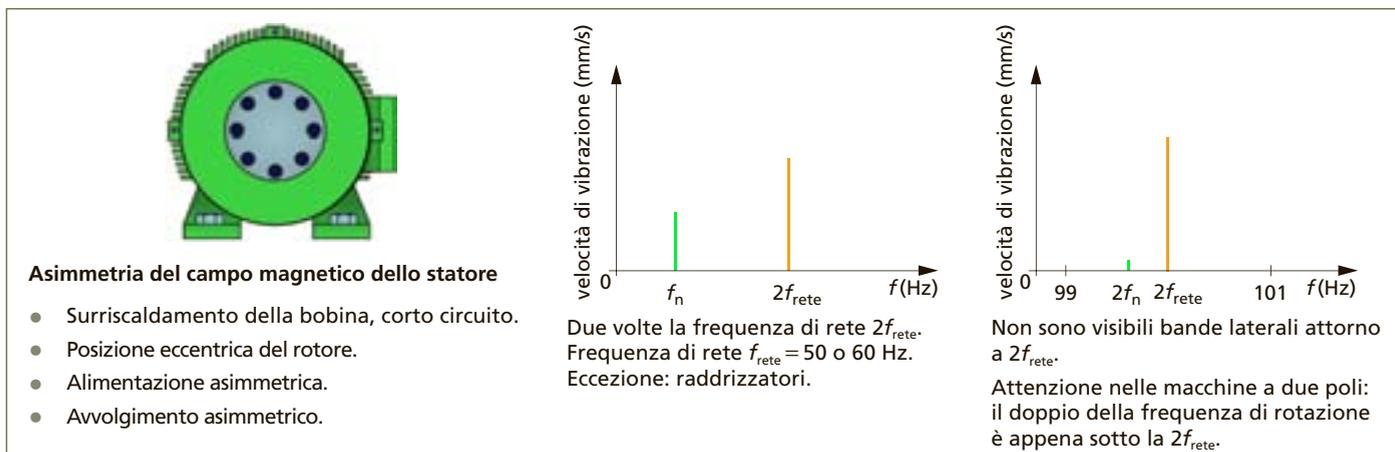
L'asimmetria del campo magnetico dei motori elettrici può essere causata da difetti dello statore o del rotore (isolamento). I difetti più comuni sono:

- corto circuito della bobina del motore causato da sfregamento o da surriscaldamento del rotore;
- avvolgimento asimmetrico;
- rete asimmetrica;
- posizione eccentrica dell'isolamento.

I difetti del campo magnetico dello statore si manifestano nello spettro delle vibrazioni sotto forma di picchi che si verificano a una frequenza doppia rispetto a quella della rete di alimentazione, senza bande laterali (fig. 7).

Figura 7

Asimmetria del campo magnetico dello statore.



Difetti dell'isolamento

L'asimmetria del campo magnetico del rotore è causata da:

- barre danneggiate (rottura/frattura, allentamento);
- barre in corto circuito;
- anelli in corto circuito (rottura/frattura);
- isolamento del rotore in corto circuito (per es. con un sovraccarico a velocità eccessiva).

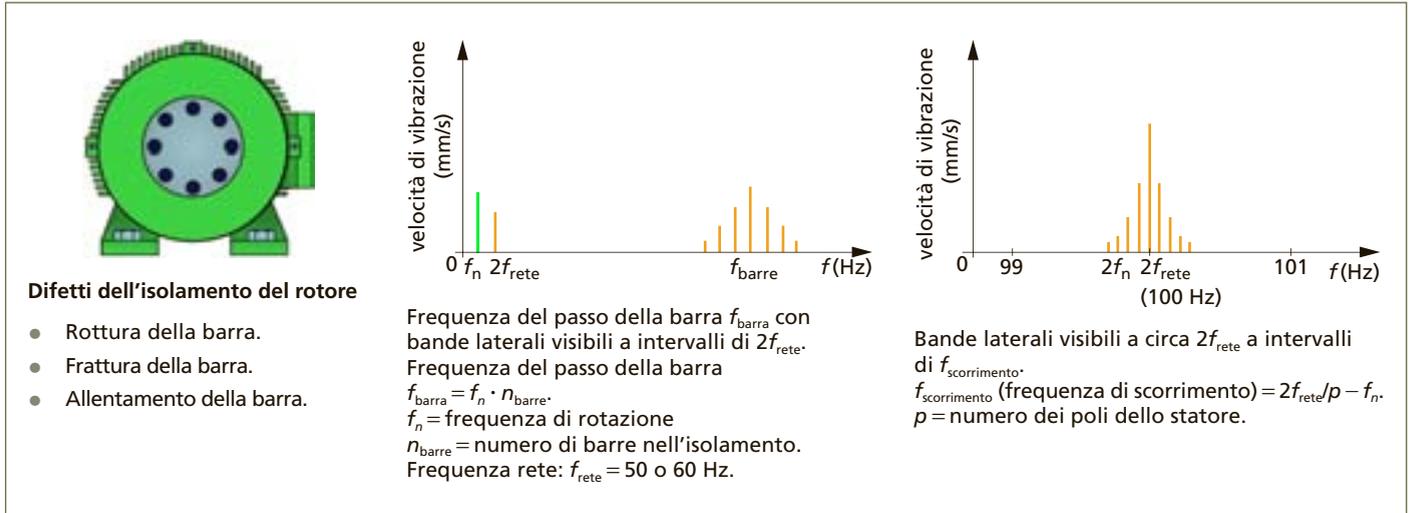
Questi difetti possono essere rilevati grazie allo spettro delle vibrazioni (**fig. 8**) evidenziando:

- frequenza del passo della barra con bande laterali a una frequenza doppia rispetto alla frequenza di rete;
- frequenza di rete con bande laterali alla frequenza di slittamento.

Figura 8

Difetti dell'isolamento del rotore.

In questi casi l'unica soluzione possibile è la sostituzione completa del rotore.



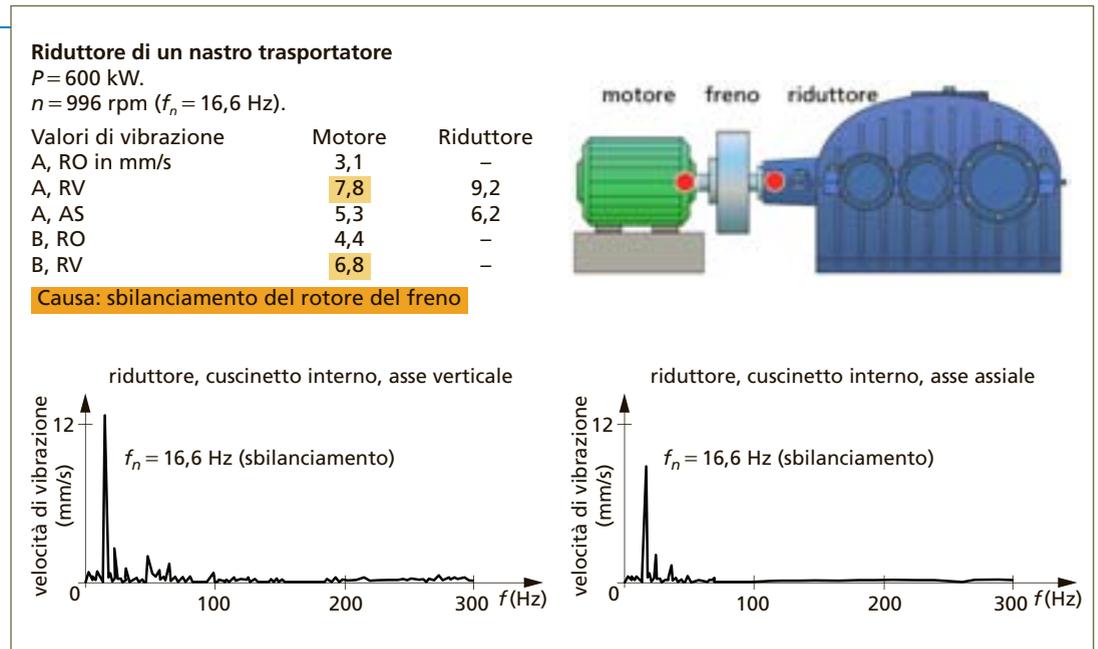
Esempio pratico di diagnosi: sbilanciamento del rotore

L'analisi dello spettro della vibrazione evidenzia la curva tipica dello sbilanciamento (**fig. 9**). I livelli di severità della vibrazione misurata sulla macchina in diversi punti indicano che l'origine dell'eccitazione risiede vicino al giunto.

Semplicemente bilanciando il rotore del freno si riduce la vibrazione del motore a 3,5 mm/s e la vibrazione del riduttore a 3,1 mm/s.

Figura 9

Esempio pratico di diagnosi: sbilanciamento del rotore.

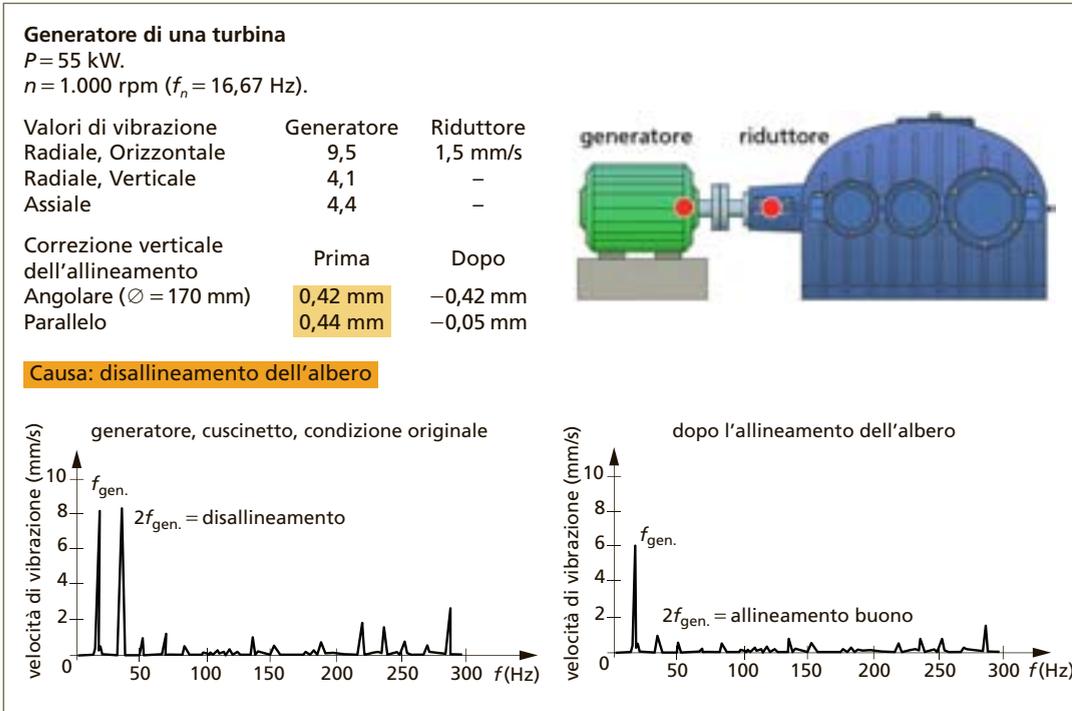


Esempio pratico di diagnosi: disallineamento dell'albero

Lo spettro della vibrazione mostra distintamente un picco pari al doppio della frequenza di rotazione dell'albero, e ciò indica chiaramente un disallineamento dell'albero (**fig. 10**). Dopo che l'albero è stato allineato, il picco è sparito, ma lo sbilanciamento del rotore evidenziato nello spettro precedente deve essere ancora corretto.

Figura 10

Esempio pratico di diagnosi: disallineamento dell'albero.

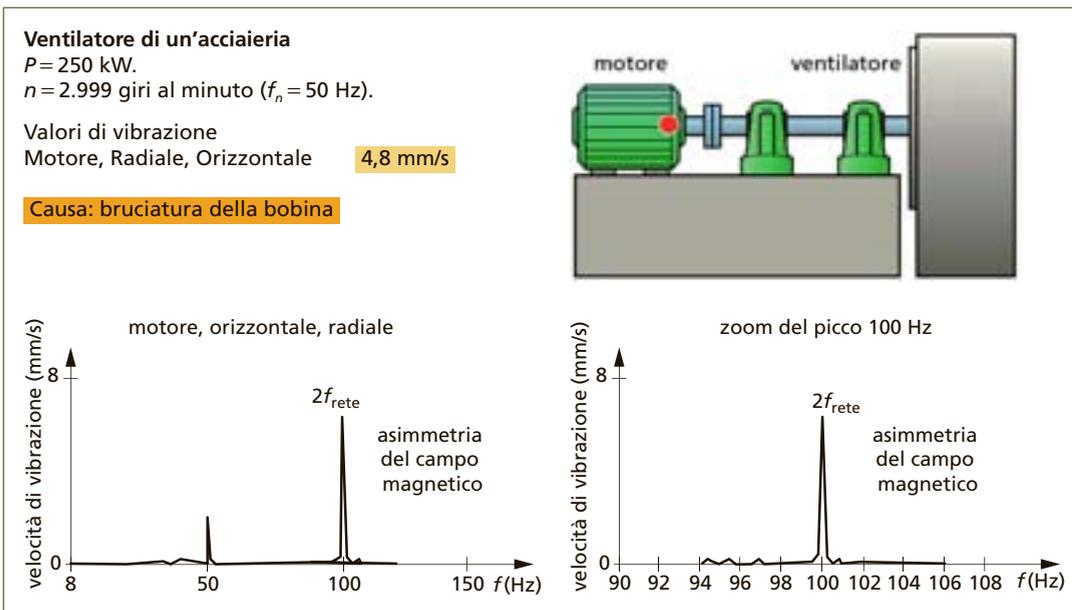


Esempio pratico di diagnosi: asimmetria del campo magnetico

Il motore ha attirato l'attenzione a causa della vibrazione elevata che si verifica anche dopo la rimozione del giunto. Il picco insolitamente alto, pari al doppio della frequenza di rete, indicava un guasto allo statore (fig. 11). A motore smontato si è rilevato che l'avvolgimento dello statore si era bruciato a causa di un corto circuito della bobina. Si è dovuto così provvedere alla sostituzione completa del motore.

Figura 11

Esempio pratico di diagnosi: asimmetria del campo magnetico.

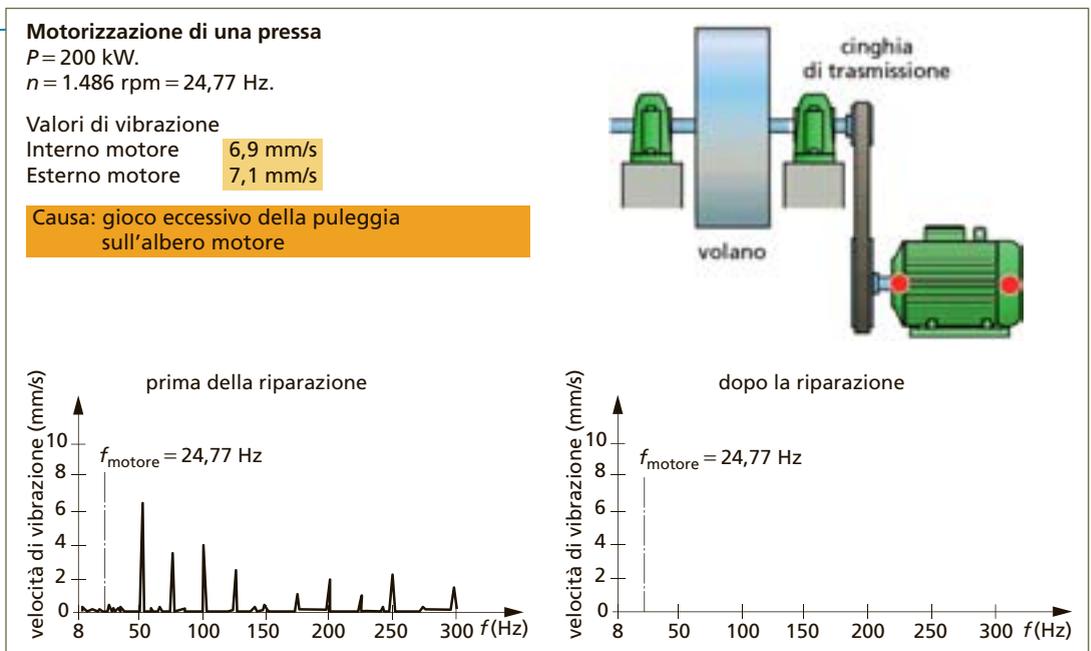


Esempio pratico di diagnosi: puleggia allentata

Sul motore principale di una pressa si osserva una grave vibrazione, che produce rumori insoliti sempre più pronunciati. In totale contrasto con il normale spettro di vibrazione, la frequenza di rotazione risulta difficilmente visibile, ma i multipli della frequenza di rotazione sono chiaramente evidenti (fig. 12). Questi segnali restano immutati dopo la rimozione della cinghia di trasmissione del motore. Alla fine la causa viene rintracciata in un allentamento della puleggia sull'albero motore. Il problema viene risolto eseguendo una rettifica dell'albero del motore e riagganciando la puleggia.

Figura 12

Esempio pratico di diagnosi:
puleggia allentata.



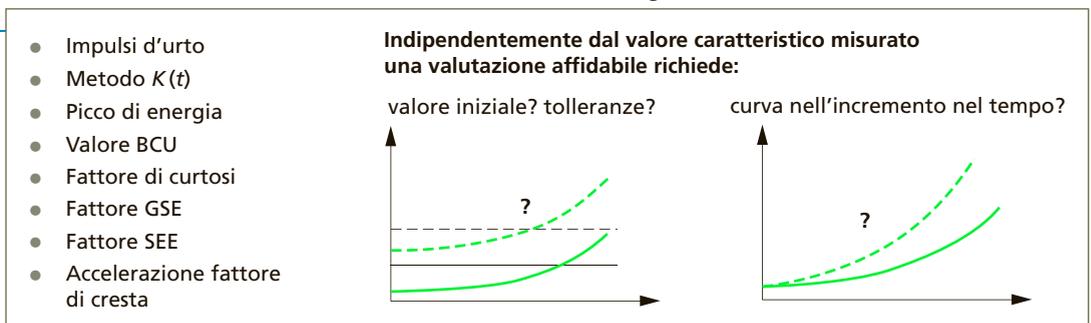
Parametri per la valutazione del cuscinetto

Di norma un guasto alla pista del cuscinetto non può essere rilevato tramite il livello di vibrazione a bassa frequenza finché il difetto non diventa piuttosto grave. Ciò accade perché, quando gli elementi rotanti passano sull'area danneggiata della pista, si crea un impulso d'urto che, in un primo momento, può essere individuato solo nelle alte frequenze. Per il momento non esiste uno standard accettato a livello internazionale, e perciò attualmente si trovano in uso molte tabelle e diagrammi con valori differenti.

La **figura 13** elenca i metodi di misura per cuscinetti più conosciuti. In Germania, per esempio, il metodo a impulsi d'urto si è diffuso negli ultimi 25 anni come una tecnica di misurazione affidabile e di facile uso per monitorare i cuscinetti a rotolamento. Diversamente da tutte le altre tecniche, questo metodo utilizza due valori per la valutazione. Il valore d'impulso d'urto massimo «dB_m», che indica la severità dei micro-urti nel rotolamento delle sfere, è utile per rilevare danni alle piste del cuscinetto. Il valore di fondo degli impulsi d'urto, «dB_c», indica il livello del rumore di fondo del cuscinetto, che aumenta soprattutto a causa di problemi di lubrificazione, usura degli anelli, gioco insufficiente o tensione interna residua dovuta a un'errata installazione. Una caratteristica tipica di tutti i cuscinetti a rotolamento è la dipendenza dei loro valori da vari fattori, quali: la velocità di rotolamento, cioè la dimensione del cuscinetto per i giri al minuto, lo smorzamento del segnale, il carico e la lubrificazione del cuscinetto. Questa è la ragione per cui è praticamente sempre necessario effettuare delle misure di riferimento in buone condizioni o normalizzare le letture rispetto a una buona condizione.

Figura 13

Parametri per la valutazione del cuscinetto.



Normalizzazione della misurazione dell'impulso d'urto

La **figura 14** mostra la procedura di normalizzazione (correzione) utilizzata dagli strumenti Prüftechnik durante la misurazione dell'impulso d'urto per compensare l'influenza delle velocità di rotolamento. Il livello iniziale, e successivamente il valore dB_{ia}, vengono determinati effettuando una misurazione di riferimento in buone condizioni. Questa misura servirà da riferimento per il valore d'impulso d'urto massimo (dB_m) e il valore di fondo (dB_c). Questa procedura permette di confrontare misurazioni effettuate su cuscinetti differenti utilizzando la stessa scala di livelli, così da non essere più necessario impostare individualmente le tolleranze per ogni singolo punto di misura.

Figura 14

Normalizzazione della misurazione dell'impulso d'urto.

Misurazione non normalizzata

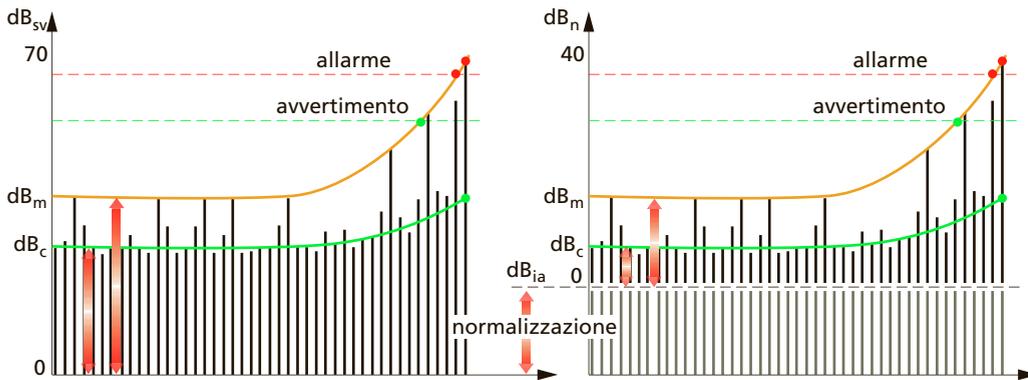
Valore di picco dell'impulso d'urto dB_m e valore di fondo dB_c come valori assoluti in dB_{sv} .

- Valori di soglia (limite) impostati individualmente per ogni singolo punto di misura.

Misurazione normalizzata

Valore di impulso d'urto massimo dB_m e valore di fondo dB_c come valore relativo in dB_{sv} riferito al valore dB_{ia} .

- Il valore dB_{ia} comprende fattori quali la velocità di rotolamento, lo smorzamento del segnale, il carico del cuscinetto ecc.
- Limiti di soglia differenti sono collegati al settaggio del valore dB_{ia} : i medesimi valori di soglia predefiniti vengono utilizzati per tutti i punti di misura.

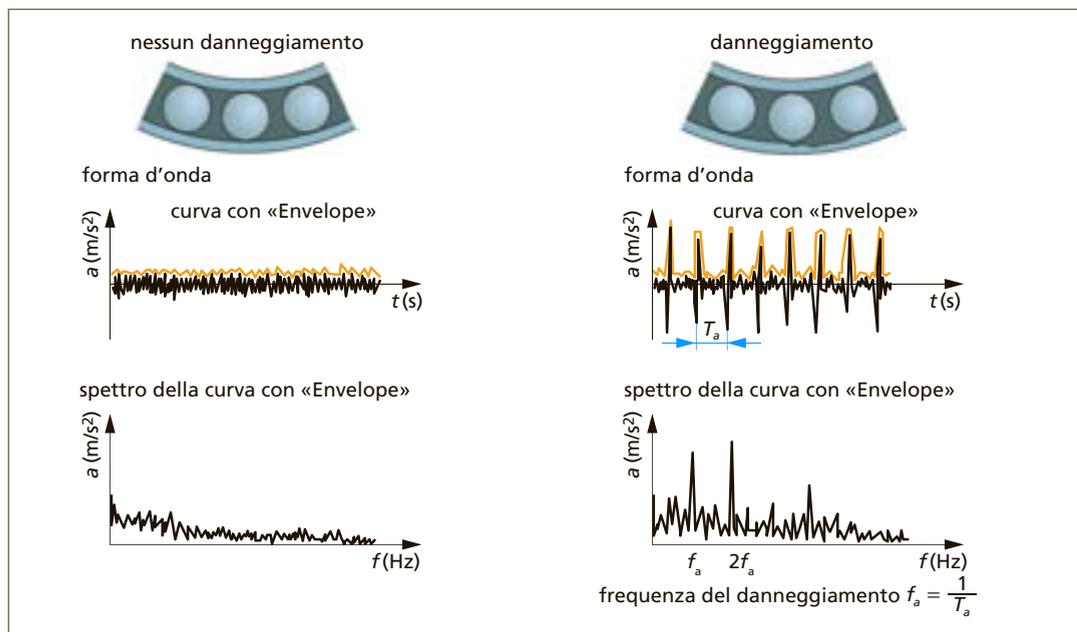


Diagnosi dei danneggiamenti del cuscinetto a rotolamento

Come per la diagnosi che utilizza la misurazione dello spettro FFT delle frequenze, la diagnosi approfondita dei difetti dei cuscinetti a rotolamento può essere eseguita con l'analisi del segnale tramite la funzione «Envelope». Le figure 15 e 16 spiegano la procedura dell'analisi tramite «Envelope», che inizia con il filtraggio delle frequenze che contengono il segnale emesso dal cuscinetto durante il funzionamento. Questo segnale viene esaminato per individuare gli impulsi che si creano quando gli elementi del cuscinetto rotolano su piste danneggiate. La demodulazione è usata per calcolare una curva che raccolga al suo interno il segnale del cuscinetto. Se l'intervallo di tempo tra picchi che si verificano periodicamente nella curva di «Envelope» corrispondente a una delle frequenze critiche caratteristiche del cuscinetto, allora si può presumere che il corrispondente componente del cuscinetto sia danneggiato. Questa procedura permette diagnosi estremamente accurate dei danni sui cuscinetti a rotolamento, persino quando segnali estranei, come il rumore degli ingranaggi, tende a coprire il segnale effettivo del cuscinetto. È però necessaria la conoscenza di certi dati geometrici del cuscinetto, tra cui il diametro del cuscinetto, il numero e il diametro degli elementi di rotolamento, l'angolo di carico e la velocità di funzionamento.

Figura 15

Diagnosi dei danneggiamenti del cuscinetto a rotolamento.



Diagnosi pratica del cuscinetto: guasto alla pista interna

Di seguito un esempio di danno avanzato della pista interna (fig. 16). Il forte aumento dei livelli di impulso d'urto, specialmente quello del valore di picco dB_m da 18 a 48 dB_{sv} , indica un serio danneggiamento del cuscinetto. L'analisi dello spettro con «Envelope» rivela lo spettro tipico del danneggiamento della pista interna, confermato poi in seguito alla sostituzione del cuscinetto: una delle due piste interne mostrava una superficie danneggiata di circa $15\text{ mm} \times 15\text{ mm}$.

Figura 16

Diagnosi pratica del cuscinetto: guasto alla pista interna.

Aspiratore di un reparto di verniciatura

$P = 110\text{ kW}$.

Motore = 1.307 rpm = 21,78 Hz.

Ventilatore = 908 rpm = 35,75 Hz.

Cuscinetto: cuscinetto a rulli conici 22218.

Valori dell'impulso d'urto	dB_m	dB_c
Cuscinetto interno A	48	29 dB_{sv}
Cuscinetto interno B	18	7 dB_{sv}

Causa: grave danneggiamento sulla pista interna del cuscinetto interno

