

Maschinendiagnose an Industriegetrieben - praktische Signalidentifikation

RAINER WIRTH

Das emittierte Geräusch einer Maschine resultiert aus periodischen und aperiodischen Kraftumsetzungsprozessen. Diese verursachen Primär- und Sekundärschwingungen sowie Körperschallemissionserscheinungen, die an der Gehäuseoberfläche als Schwingung meßbar sind.

Eine Unterscheidung der Phänomene gelingt durch Analyse der Signalform der meßbaren Oberflächenschwingung sowie der Ermittlung der Frequenzen der beteiligten Schwingungserscheinungen.

Im folgenden wird praxisnah gezeigt, wie sich aus der kombinierten Betrachtung von Maschinenschwingungs- und Hüllkurvenspektrum, die in der Regel aus exakt demselben Zeitsignal gebildet werden, eine Reihe von Merkmalen ableiten läßt und welche Merkmale bzw. Merkmalkombinationen den Schluß auf Unregelmäßigkeiten in Industriegetrieben zulassen. Grenzen und alternative Verfahren werden genannt.

1 Einleitung

Antriebsstränge weisen eine ganz besondere Verfügbarkeits-, Zuverlässigkeits- und Sicherheitsrelevanz auf. Daher ist Zustandswissen über Antriebe oft von besonderer Bedeutung.

Solches Zustandswissen gewinnt man mit Hilfe der modernen Maschinendiagnose. Moderne Maschinendiagnose erfordert neben geeigneter Diagnosetechnik, entsprechend qualifiziertes Personal. Dabei sind Kenntnisse auf den Gebieten Getriebetechnik, Akustik, Systemtheorie, Elektronik und Informatik gleichermaßen von Bedeutung.

Im Oktoberheft wurde ein Grundlagenbeitrag veröffentlicht, der sich mit der Entstehung von Schwingungen in Produktionsanlagen und den Möglichkeiten der Signalanalyse auseinandersetzt. Im vorliegenden Beitrag wird nun die Signalidentifikation anhand von Fallbeispielen erläutert, um somit einen ganz realen Praxisbezug zu schaffen.

2 Signalidentifikation

Viele der möglichen Unregelmäßigkeiten an Komponenten der mechanischen Antriebstechnik können einem Symptom oder aber einer Kombination bestimmter Symptome eindeutig zugeordnet werden. Diese Symptome sind Informationen zu Signalform und Signalfrequenz der enthaltenen Komponenten. Dazu ist zunächst eine Separation der dominierenden Signalformen erforderlich. Dies geschieht durch die Bildung des Maschinenschwingungsspektrum und des Hüllkurvenspektrum.

Das Maschinenschwingungsspektrum repräsentiert harmonische Signalanteile. So kann man die Auswirkung von

- Unwucht und anderen Trägheitskräften,
 - Fluchtfehlern, Zentrierfehlern und deformierter Welle,
 - Verzahnungsschäden,
 - elektrisch induzierte Schwingungen,
 - erhöhter Turbulenz am Lüfter von Elektromotoren und
 - Prozeßeinflüssen mit harmonischem Kraftverlauf
- im Maschinenschwingungsspektrum nachweisen. Wälzlagerfehler zählen erst im weit fortgeschrittenen Stadium zu den Primäreignissen mit harmonischem Kraftverlauf.

Das Hüllkurvenspektrum des hochpaßgefilterten Signals repräsentiert periodisch auftretende Stoßimpulse. Somit findet man die Auswirkung

- des Passierens von Unregelmäßigkeiten auf den Wälzbahnen von Wälzlagern,
- des Anschlagens eines verformten Käfigs,
- mechanischen Lagerspiels,
- des „Knatterns“ [1], einem Effekt des Aufeinanderprallens von Wälzkörpern vollrolliger Lager mit oberliegender Lastzone,

Dr.-Ing. Rainer Wirth ist Leiter der Abteilung Meßtechnik / Maschinendiagnose der Flender Engineering & Service Antriebstechnik GmbH in 44625 Herne

- bestimmter (meist fortgeschrittener) Verzahnungsfehler,

- des Anschlagens loser Teile und

- prozeßbedingter Stoßanregungen

im Hüllkurvenspektrum des Signals.

Neben der Signalform ist die Signalfrequenz von eminentem Interesse für die Zuordnung von Spektralanteilen zu Primäreignissen.

Die Drehfrequenz f_n berechnet sich aus der bekannten oder zu messenden Drehzahl n . Diese wird in der Regel in der Einheit $\frac{1}{\text{min}}$ = min^{-1} angegeben. Somit ergibt sich $f_n = n \cdot \frac{\text{min}}{60\text{s}}$.

Die Zahneingriffsfrequenz f_z berechnet sich aus dem Produkt

$$f_z = z f_n \text{ mit } z - \text{Zähnezahl.}$$

Für das Planetengetriebe ergeben sich entsprechend andere Zusammenhänge, die auf den konkreten Einsatzfall abzustimmen sind. Neben den Dreh- und Zahneingriffsfrequenzen ergeben sich Frequenzen

- für das Überrollen einer Unregelmäßigkeit auf dem Sonnenritzel,
- für das Überrollen einer Unregelmäßigkeit auf dem Hohlrad und
- für das Überrollen einer Unregelmäßigkeit auf dem Planetenrad.

Auch aus der Wälzlagerkinematik [2] leiten sich kinematische Frequenzen ab, deren Kenntnis zur Bestimmung der Art von Schädigungen an Wälzlagern notwendig ist. Dabei wird ideales Rollen vorausgesetzt. Das heißt, es findet kein Schlupf statt, der Einfluß der Massenträgheitskräfte ist vernachlässigbar und der Betriebsdruckwinkel α_B ist für Innen- und Außenring gleich.

Die Kenntnis von Drehzahl f_n , Teilkreisdurchmesser D_T , Wälzkörperdurchmesser D_W , Anzahl der Wälzkörper z und Betriebsdruckwinkel α_B vorausgesetzt, findet man:

- die Käfigrotationsfrequenz

$$f_K = \frac{1}{2} f_n \left(1 - \frac{D_W}{D_T} \cos \alpha_B \right) \text{ für feststehenden Außenring bzw.}$$

$$f_K = \frac{1}{2} f_n \left(1 + \frac{D_W}{D_T} \cos \alpha_B \right) \text{ für feststehenden Innenring,}$$

- die Überrollfrequenz einer Unregelmäßigkeit auf dem Außenring

$$f_A = \frac{1}{2} f_n z \left(1 - \frac{D_W}{D_T} \cos \alpha_B \right),$$

- die Überrollfrequenz einer Unregelmäßigkeit auf dem Innenring

$$f_I = \frac{1}{2} f_n z \left(1 + \frac{D_W}{D_T} \cos \alpha_B \right),$$

- die Wälzkörperrotationsfrequenz oder Wälzkörperspinfrequenz

$$f_{WA} = \frac{1}{2} f_n \frac{D_T}{D_W} \left[1 - \left(\frac{D_W}{D_T} \cos \alpha_B \right)^2 \right],$$

- die Überrollfrequenz einer Wälzkörperunregelmäßigkeit auf beiden Wälzbahnen

$$f_W = 2f_{WA} = f_n \frac{D_T}{D_W} \left[1 - \left(\frac{D_W}{D_T} \cos \alpha_B \right)^2 \right].$$

Im Realfall kann ideales Rollen nicht zwangsläufig vorausgesetzt werden. Die Folge ist Schlupf des Wälzkörpersatzes, der - abhängig von Bauform und Einsatz des Lagers sowie Belastungsverhältnissen - beträchtliche Werte annehmen kann. Dies führt zur Abweichung zwischen mathematisch bestimmbarer und tatsächlicher kinematischer Frequenz. In der Praxis hat es sich bewährt, eine geringfügige Abweichung der kinematischen Frequenzen durch Festlegung einer Toleranzgrenze zuzulassen. Somit wird zumindest geringfügiger Schlupf kompensiert.

Die erläuterten Phänomene lassen sich in der nachfolgend abgebildeten Signalidentifikationstafel zusammenfassen.

In der Tabelle wird deutlich, daß viele Symptome auf mehrere Phänomene verweisen. Gleichzeitig läßt sich ablesen, daß eine Reihe von Phänomenen erst durch die Existenz mehrerer Symptome hinreichend charakterisiert wird.

Signalidentifikationstafel

Phänomen	Symptome im Schwingungsspektrum	Symptome im Hüllkurvenspektrum
Unwucht und andere Trägheitskräfte	f_n	keine
Ausrichtfehler und verbogene Welle	$f_n, 2f_n$	keine
mechanisches Spiel	f_n	if_n
lose Teile, Wellenanriß		if_n
lokale Verzahnungsschäden bei Kegel- und Stirnradgetrieben	$f_z - if_n, f_z + if_n$	bei starker Schädigung: $f_z - if_n, f_n + if_n$
lokale Verzahnungsschäden bei Planetengetrieben	$f_z - if_S, f_z + if_S$ $f_z - if_H, f_z + if_H$ $f_z - if_P, f_z + if_P$	bei starker Schädigung: $f_z - if_S, f_z + if_S$ $f_z - if_H, f_z + if_H$ $f_z - if_P, f_z + if_P$
umlaufende Verzahnungsschäden (Verschleiß)	$if_z, \frac{f_z}{j}, \frac{i}{j}f_z$	bei starker Schädigung: $if_z, \frac{f_z}{j}, \frac{i}{j}f_z$
lokaler Innenringschaden an einem Wälzlager	meist nur f_n bei fortgeschrittener Schädigung auch: f_I	$f_I, f_n,$ $f_I - if_n, f_I + if_n$
lokaler Außenringschaden an einem Wälzlager	bei fortgeschrittener Schädigung: f_A	f_A
lokaler Wälzkörperschaden an einem Wälzlager	meist nur f_K bei fortgeschrittener Schädigung auch f_W, f_{WA}	$f_W, f_{WA}, f_K,$ $f_W - if_K, f_W + if_K$ $f_{WA} - if_K, f_{WA} + if_K$
Käfigschaden an einem Wälzlager	bei fortgeschrittener Schädigung: f_K	f_K
unzulässig hohe Lagerluft an einem Wälzlager	bei starker Schädigung: f_n	f_n
magnetische Unwucht (Motor)	f_N	keine
Schaufelpassierfrequenz bei Lüftern und Pumpen	$z \cdot f_n$	$z \cdot f_n$
Öl-Whirl	$0,43 \dots 0,48 f_n$	keine
Resonanz	strukturabhängig	strukturabhängig

Es bedeuten:

- f_n Drehfrequenz
- f_z Zahneingriffsfrequenz
- f_S Überrollfrequenz einer Unregelmäßigkeit auf dem Sonnenritzel von Planetengetrieben
- f_H Überrollfrequenz einer Unregelmäßigkeit auf dem Hohlrad von Planetengetrieben
- f_P Überrollfrequenz einer Unregelmäßigkeit auf dem Planetenrad von Planetengetrieben
- i, j ganzzahlige Zähler
- z Schaufelanzahl
- f_N Netzfrequenz
- f_I Überrollfrequenz einer Unregelmäßigkeit auf dem Innenring
- f_A Überrollfrequenz einer Unregelmäßigkeit auf dem Außenring
- f_K Käfigrotationsfrequenz
- f_W Überrollfrequenz einer Wälzkörperunregelmäßigkeit auf beiden Wälzbahnen
- f_{WA} Wälzkörperspinfrequenz

3 Schwingungsdiagnose

Die an der Oberfläche von Maschinen detektierbare Schwingung verkörpert eine Vielzahl von Phänomenen. Die in Stahlstrukturen sehr guten Schall- und Schwingungstransporteigenschaften bewirken, daß der Ort der Meßstelle oft von untergeordneter Bedeutung ist. Darüber hinaus fasziniert diese Meßgröße dadurch, daß sie sehr einfach aufgezeichnet werden kann. Die Installation von Beschleunigungsaufnehmern ist mittels Haftmagneten und - in der Regel - bei laufendem Betrieb möglich. So werden Produktionsprozesse kaum beeinträchtigt.

3.1 Lokale Verzahnungsschäden

Lokale Verzahnungsschäden führen dazu, daß die einzelnen Zähne unterschiedlich tragen.

Findet einmal pro Umdrehung ein fehlerhafter Zahneingriff statt, so bedeutet das, daß einmal pro Umdrehung ein stärkerer oder ein verminderter Zahneingriffsstoß auftritt. Im Zeitsignal ist dieser Effekt durch die Amplitudenmodulation der Zahneingriffsschwingung mit der Drehschwingung des geschädigten Rades beschreibbar.

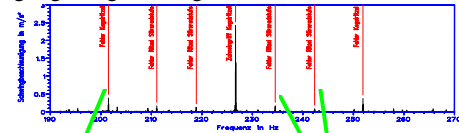


Bild 1: Lokale Verzahnungsschäden an verschiedenen Zahnrädern

Folglich treten im Maschinenschwingungsspektrum neben dem Zahneingriffsspeak Seitenbänder auf, deren Frequenzabstand zum Zahneingriffsspeak der Drehfrequenz derjenigen Welle entspricht, auf der sich die geschädigte Komponente befindet. So ist es möglich, exakt zu bestimmen, an welchem Ritzel oder Rad Schädigungen vorliegen.

3.2 Umlaufende Verzahnungsschäden

Unter umlaufenden Verzahnungsschäden sei hier die über den Umfang gleichmäßige Schädigung der tragenden Zahnflanke verstanden. Es handelt sich meist um Verschleiß, Fressen, aber auch flächige Ermüdungsschäden.

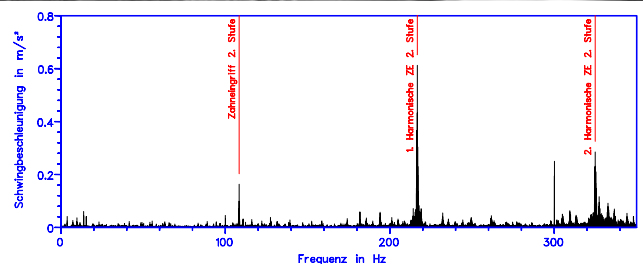
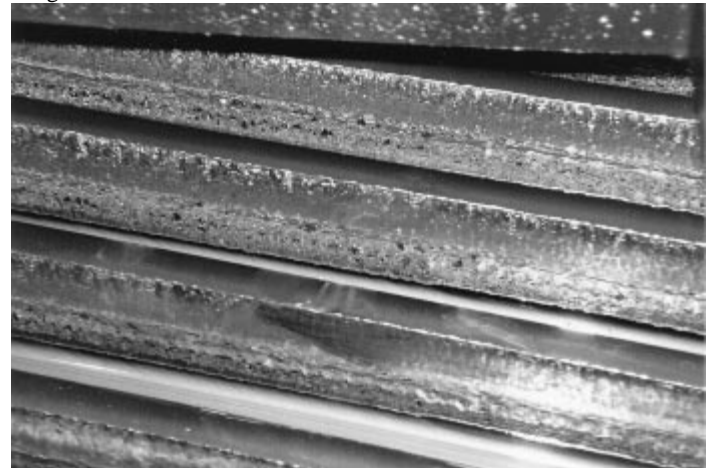


Bild 2: Schwingungsspektrum bei umlaufender Zahnflankenschädigung

Umlaufende Schäden an den Zahnflanken liefern neben der Zahneingriffsschwingung infolge des extrem vor der Sinusform abweichenden Kraftverlaufs des Zahneingriffs über der Zeit Harmonische (ganzzahlige Vielfache). Darüber hinaus können Subharmonische (ganzzahlige Teiler) sowie Interharmonische (Vielfache ganzzahliger Teiler) auftreten.

Die Bestimmung des Schadensumfangs ist nur anhand von repräsentativen Referenzwerten oder entsprechenden subjektiven Erfahrungen möglich.

3.3 Lokale Wälzlageraußenringschäden

Unregelmäßigkeiten auf der Außenringlaufbahn von Wälzlagern führen dazu, daß diese von jedem Wälzkörper überrollt werden. Jede einzelne Überrollung verursacht einen Kraftstoß, der die in der Umgebung befindliche Struktur zum Schwingen anregt. Es findet Faltung des Stoßimpulses mit dem Systemübertragungsverhalten der umgebenden Struktur statt.

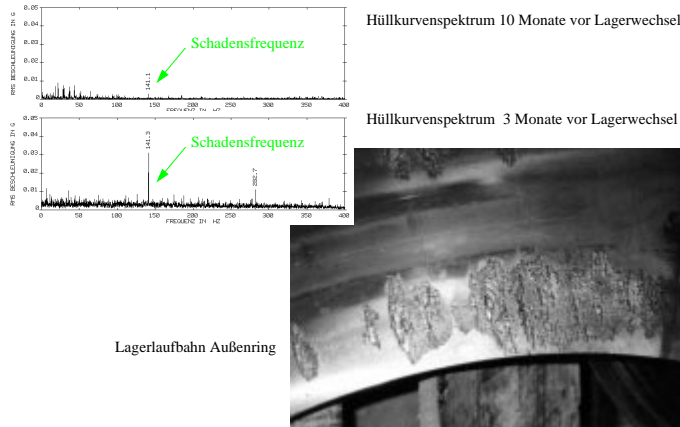


Bild 3: Frühzeitig erkannter Wälzlageraußenringschaden

Infolge der durch die wiederholte Überrollung der Unregelmäßigkeit durch alle Wälzkörper vorliegenden Periodizität der Stoßanregung ist diese im Hüllkurvenspektrum des Signals zuverlässig nachweisbar. Der Nachweis von Wälzlagerschäden gelingt schon sehr frühzeitig. Die Beurteilung des Schadensausmaßes ist bei einmaliger Messung nur auf der Grundlage subjektiver Erfahrungswerte möglich. Sehr detaillierte Informationen zum Schadenswachstum liefert jedoch die Trendbeobachtung über der Zeit.

3.4 Lokale Wälzlagerinnenringschäden

Unregelmäßigkeiten auf Innenringlaufbahnen von Wälzlagern äußern sich ähnlich wie Unregelmäßigkeiten auf Außenringen. Der einzige Unterschied besteht darin, daß sie sich - feststehenden Außenring und fixe Lastrichtung vorausgesetzt - in Relativbewegung zur Lastzone befinden. Das führt zu einer amplitudenmodulierten Stoßanregung. Der Innenringsschaden ist unter dieser Voraussetzung also ein bezüglich der Lastzone umlaufender Schaden.

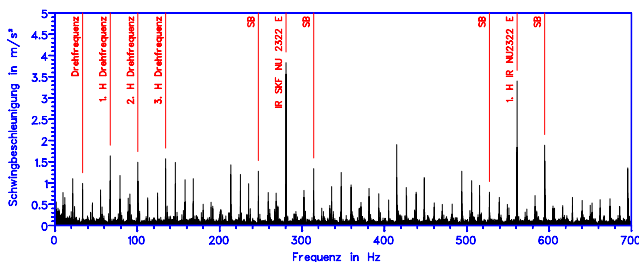


Bild 4: Wälzlagerinnenringsschaden

Im Hüllkurvenspektrum des Signals sind daher neben dem Innenringpeak der Drehfrequenzpeak sowie Seitenbänder zum Innenringpeak im Abstand der Drehfrequenz des Innenrings zu erkennen. Die Auswirkungen umlaufender Schäden erfahren eine Amplitudendämpfung um den Faktor π .

3.5 Wälzkörperschäden

Wälzkörperschäden gehören in der Regel ebenfalls zu den bezüglich der Lastzone umlaufenden Schäden. Ihr Erscheinungsbild ähnelt daher dem der Innenringsschäden.

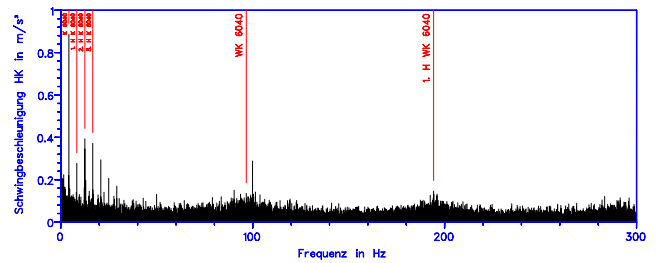


Bild 5: Wälzkörperschaden

Die Modulationsschwingung entspricht hier der Käfigrotation. Typisch für Wälzkörperschäden ist, daß die Modulationsschwingung im Hüllkurvenspektrum eine höhere Intensität aufweist als der Peak der eigentlichen Schadensfrequenzen, der Wälzkörperspinfrequenz und der Wälzkörperüberrollfrequenz.

Sind die Wälzkörper Kugeln, treten die Stoßanregungen trotz ihres determinierten Charakters diskontinuierlich auf. Zur Erhöhung der Diagnosezuverlässigkeit eignet sich hier die Anwendung der Maximalwertselektion als ergänzendes Verfahren.

3.6 Käfigschäden

Verschleiß oder Verformungen und infolgedessen Vergrößerung des Spiels eines wälzkörperzentrierten Käfigs führen zur Verschiebung des Käfigs aus seiner zentralen Lage (Käfigdurchhang). Es entstehen Unwuchtkräfte, die zum Anschlagen des Käfigs mit der Käfigrotationsfrequenz und zu entsprechenden Stoßimpulsen führen.

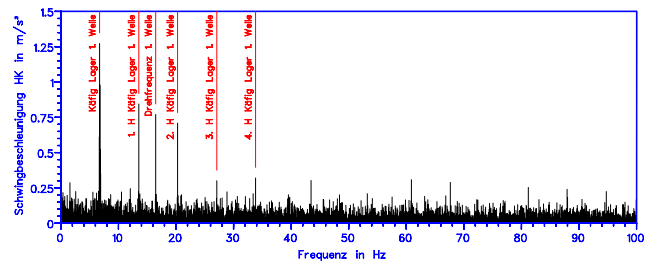


Bild 6: Käfigschaden

In der Praxis führen Käfigschäden oft nicht permanent zum Anschlagen. Die Signalanalyse ist bzgl. Meßzeit und Datenreduktionsverfahren darauf entsprechend abzustimmen. Geeignet ist die Anwendung der Maximalwertselektion.

3.7 Schädigungen der Welle

Schädigungen der Welle und infolgedessen verminderte Tragfähigkeit führen zu über den Umfang ungleichmäßigen Veränderungen ihrer Elastizität. Dies führt zu Kraftstößen, die einmal oder mehrmals je Umdrehung der betroffenen Welle auftreten.



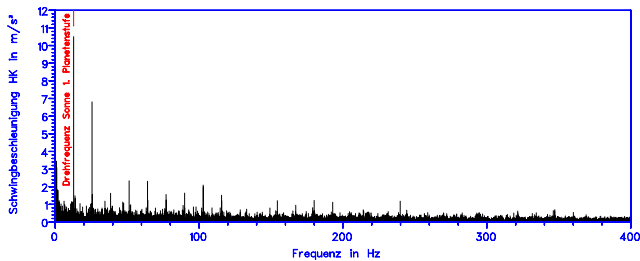


Bild 7: Wellenschaden

Die Auswirkung eines derartigen Wellenschadens besteht im Auftreten eines Drehfrequenzpeaks mit sehr hoher Amplitude im Hüllkurvenspektrum des Schwingungssignals.

3.8 Elektrische Effekte

An mit Wechselspannung betriebenen Elektromotoren können elektrische Effekte zu mechanischen Schwingungen führen. Ein Beispiel ist magnetische Unwucht. Sie entsteht, wenn der Mittelpunkt des Magnetfeldes räumlich vom Massenschwerpunkt des Rotors abweicht. Das rotierende Magnetfeld erzeugt so Wechselkräfte im Stator, die zur Oszillation des Massenschwerpunkts des Gehäuses führen.

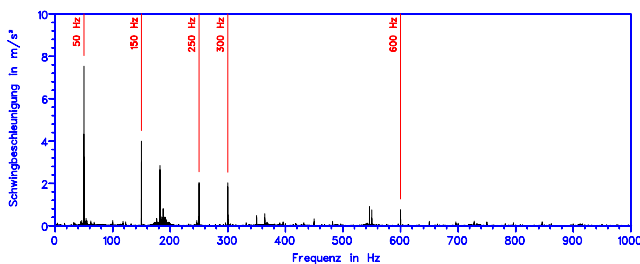


Bild 8: Elektrische Effekte

Die Erregerfrequenzen entsprechen

- der Netzfrequenz,
 - der Netzfrequenz multipliziert mit der Polpaarzahl
 - aufgrund der symmetrischen Bedingungen für Nord- und Südpol der doppelten Netzfrequenz multipliziert mit der Polpaarzahl
- und sind unabhängig von der Rotationsfrequenz.

Im Maschinenschwingungsspektrum sind diese Frequenzen und ggf. Harmonische dazu als Peaks nachweisbar.

4 Ablauf und Grenzen der Schwingungsdiagnose

Jede Diagnose beginnt mit der Meßobjektanalyse und endet mit der Formulierung einer Diagnoseaussage. Dazwischen liegt eine Reihe von Tätigkeiten, die unmittelbar zur Informationsextraktion beitragen.

Zur Meßobjektanalyse gehört die Auseinandersetzung mit den kinematischen Verhältnissen, also den Bewegungsverhältnissen im Getriebe. Vorteilhaft ist die rechnergestützte teilautomatisierte Berechnung der ereignisspezifischen Frequenzen.

Der Berechnung der Getriebekinetik folgen die Vorbereitung der Meßtechnik und die eigentliche Datenerfassung.

Nach der Datenerfassung vor Ort erfolgt die Signalanalyse. Sie beginnt mit der Signalverarbeitung, in deren Ergebnis Schwingungsspektren, Hüllkurvenspektren, Maximalwert-Hüllkurvenspektren usw. bereitgestellt und Merkmale abgeleitet werden. Ein Großteil der Signalanalyse läßt sich automatisieren. Jedoch ist die Formulierung der Diagnoseaussage Expertenarbeit, die gegenwärtig lediglich für ausgewählte Anwendungen automatisierbar ist.

Die durch den Experten zu formulierende Diagnoseaussage enthält drei Ebenen:

1. Die qualitative Aussage ist eine Aussage über Art und Ort einer Schädigung. Sie ist für Verzahnungen und Wälzlager sehr zuverlässig möglich.

Lokale Zahneingriffsfehler können schon durch eine einzige Messung außerordentlich zuverlässig diagnostiziert werden. Anhand der Frequenzübereinstimmung läßt sich das geschädigte Teil bezeichnen. Umlaufende Unregelmäßigkeiten erkennt man meist schon durch die spezifische Signalform, zuverlässiger jedoch durch Trendbeobachtung.

Wälzlagerschäden lassen sich mittels Schwingungsdiagnose schon in einem Stadium diagnostizieren, in dem ein visuelles Erkennen ohne optische Hilfsmittel oft noch nicht möglich ist.

2. Die quantitative Aussage ist eine Aussage über das Schadensmaß. Sie ist nur möglich, wenn entsprechende (meist empirisch gewonnene) Referenzwerte zum konkreten Diagnoseobjekt vorliegen.

Hervorragende Erfahrungen liegen hier vor, wenn man aufgrund großer Stückzahlen sehr schnell zu spezifischen Referenzwerten gelangt. Für Industriegetriebe liegen diese Erfahrungen oft nicht vor. Hier ist es jedoch möglich, durch wiederholte Diagnosen den Schadenswachstumsverlauf (progressiv oder degressiv) und ggf. die Schadenswachstumsgeschwindigkeit zu ermitteln.

3. Die Restlebensdauer-Aussage ist eine Information über den zu erwartenden Ausfall- oder Versagenszeitpunkt. Sie wird gegenwärtig lediglich für Großserien einigermaßen beherrscht.

5 Automatisierte Diagnose

Die Diagnose durch einen entsprechenden Spezialisten erfolgt üblicherweise durch die Reise des Spezialisten zum Diagnoseobjekt, die Datenerfassung vor Ort, die Rückreise sowie die Datenanalyse und Berichtstellung im Büro des Spezialisten. Auf diese Weise werden der Aufwand und somit auch die Kosten für die Maschinendiagnose in erheblichem Maße durch die Reisekosten bestimmt. Dies ist Anlaß für die Suche nach alternativen Varianten mit dem Fernziel, die Maschinendiagnose vollautomatisch ablaufen zu lassen.

Zu geeigneten Überwachungsalgorithmen findet man in der Fachliteratur viele Ansätze. Die besondere Schwierigkeit liegt darin, daß die Bewertung von Schwingungsspektren anhand absoluter Grenzwerte in der Regel versagt. Bei Maschinenschwingungssignalen ist das deshalb der Fall, weil die Schwingungsamplituden von zu vielen Einflußgrößen abhängig sind. Dazu zählen neben dem Schädigungszustand vor allem Betriebsparameter, Wartungs- und Umgebungseinflüsse.

Eine Möglichkeit einer dennoch objektiven Beurteilung von Schwingungsspektren bietet die Signifikanzanalyse. Sie soll im folgenden kurz erläutert werden.

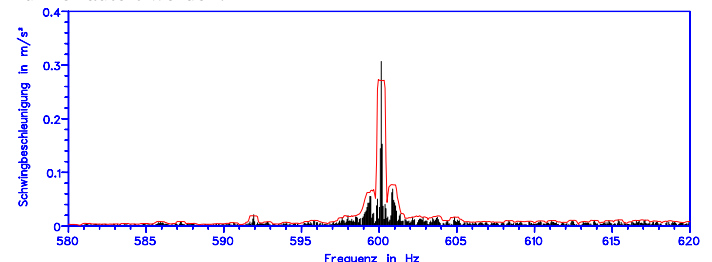


Bild 9: Signifikanzanalyse, Spikes: Schwingungsspektrum, Linie: Signifikanzschwelle

Bei der subjektiven Betrachtung von Spektren erkennt man signifikante Spektralanteile durch den wiederum subjektiven Vergleich einer schädigungsrelevanten Spektrallinie mit den in deren Umgebung befindlichen. Ist man sich an einer Stelle nicht sicher, so „zoomt“ man den betreffenden Ausschnitt und stellt den Vergleich erneut an.

Diesen simplen Prozeß bildet man rechenstechnisch durch die Berechnung einer gleitenden Signifikanzschwelle nach [3]. Signifikant sind alle Spektralanteile, deren Amplitude größer ist als die zugehörige Signifikanzschwelle. Zur einfacheren Darstellung kann man nun das Spektrum durch die gleitende Signifikanzschwelle dividieren und erhält die Information, daß alle Spektralanteile signifikant sind, die den Wert 1 übersteigen.

Für die automatische Vor-Ort-Überprüfung der Schädigungsmerkmale sind absolute Grenzwerte sowie Irrtumswahrscheinlichkeiten für die Signifikanzanalyse für jedes Schädigungsmerkmal separat vorzugeben. Das folgende Praxisbeispiel soll die Praktikabilität der Signifikanzanalyse veranschaulichen. Grundlage sind zwei Hüllkurvenspektren desselben Wälzlagers, die am selben Meßpunkt aufgezeichnet wurden. Die zweite Messung erfolgte acht Monate nach der ersten.

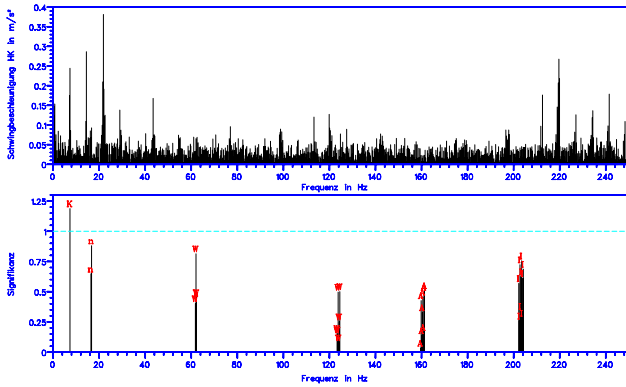


Bild 10: Hüllkurven- und Signifikanzspektrum, 1. Messung

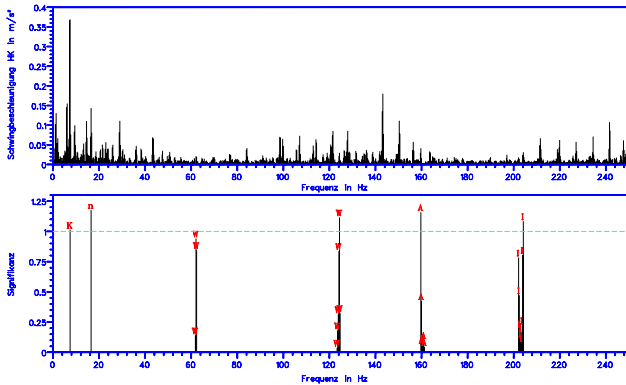


Bild 11: Hüllkurven- und Signifikanzspektrum, 2. Messung

Die Peaks in den Signifikanzspektren kennzeichnen die pro gesuchter Frequenzlinie errechneten Signifikanzen. Die Buchstaben bedeuten K - Käfig, n - Drehfrequenz, W - Wälzkörper, A - Außenring und I - Innenring. Die gestrichelte Linie im Spektrum markiert die Signifikanzschwelle.

Wie aus den Bildern ersichtlich ist, hat sich die Signifikanz aller Lagerfrequenzen erhöht, obwohl die Schwingungsamplituden gegenüber der 1. Messung geringer sind. Der Lagerschaden ist so trotz veränderter Betriebsbedingungen, die den direkten Vergleich der Amplituden unmöglich machen, zuverlässig nachweisbar.

6 Alternative Meßverfahren

Nicht alle Schwingungserscheinungen in Antrieben sind durch die Erfassung und Bewertung der Oberflächenschwingung hinreichend beschreibbar. In einem solchen Fall kann die Beurteilung weiterer physikalischer Meßgrößen erforderlich sein.

Hierzu zählen Resonanzerscheinungen im Antrieb ebenso wie Schwingungen, die dem Antrieb von außen aufgeprägt werden.

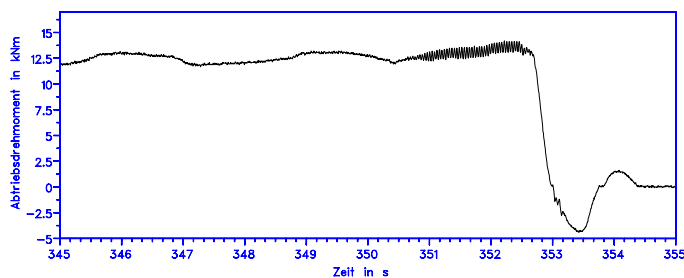


Bild 12: Drehmomentverlauf, Abschaltvorgang durch elektrisch induzierte Schwingungen

Bild 12 zeigt das Drehmoment eines Antriebs als Funktion der Zeit während einer Überstromabschaltung. Hier wurde nachgewiesen, daß die Abschaltursache nicht in mechanisch verursachter Überlastung, sondern vielmehr in elektrisch aufgeprägten Schwingungen mit einer Grundfrequenz von 25 Hz bestand. Eine spätere Netzanalyse ergab, daß Stromschwankungen infolge Netzurückwirkungen die Abschaltungen hervorriefen.

Eine Reihe von Störungen können auch durch die hochfrequente Messung des Motorstroms bzw. der elektrischen Leistung identifiziert werden. Ist die Motorkennlinie bekannt, kann auf das Drehmoment geschlossen werden.

Unregelmäßigkeiten an Wälzlagern sind durch die Analyse des Hüllkurvenspektrums lediglich oberhalb einer bestimmten Grenzdrehzahl detektierbar. Die Drehzahl korreliert mit dem Frequenzgang des Stoßimpulses, der Schwingungen mit den Eigenfrequenzen der Maschinenstruktur erzeugt, welche mittels einer ebenso frequenzgangbehafteten Meßkette analysiert werden können. Alternativ ist die Resonanzfrequenz des Beschleunigungsaufnehmers nutzbar. In [4] wird beschrieben, daß für bestimmte Anlagen Drehzahlen bis 10 min^{-1} unproblematisch sind, in [5] wird unter Verwendung höherer Ableitungen des Weges nach der Zeit eine Drehfrequenzgrenze von 2 Hz genannt.

Weniger einflußreich ist die Grenzdrehzahl, wenn man die relative Wellenschwingung als Meßgröße nutzt. Allerdings erfordert dieses Meßverfahren die Bestückung aller Wellen mit entsprechenden Sensoren.

7 Zusammenfassung und Ausblick

Die unterschiedlichen mechanischen Phänomene in Industriegetrieben, die aus dem Normalbetrieb oder aus Schädigungsprozessen resultieren, haben unterschiedliche Auswirkungen auf das meßbare Schwingungssignal. Die exakte Kenntnis der Signalentstehung sowie die Beherrschung der Signalanalyse sind unverzichtbare Grundlagen für die Interpretation der Meßergebnisse. Die Effizienz des Einsatzes von Meß- oder Diagnosegeräten ist daher immer von der Qualifikation des Bedieners abhängig.

Verfolgt man die einschlägigen Publikationen, sind Bemühungen zur Automatisierung der Diagnose vielfach erkennbar, stecken jedoch in den Anfängen. Die moderne Rechentechnik eröffnet hier Möglichkeiten für komplexe Verfahren, wie beispielsweise Mustererkennungsverfahren auf der Basis neuronaler Netze. Da derartige Verfahren gegenwärtig jedoch sehr oft eine für Praxisanwendungen irrelevante Anzahl von Lernmustern erfordern, erfreuen sich zur Zeit einfache deterministische Verfahren wie die oben beschriebene Signifikanzanalyse einer gewissen Akzeptanz.

Literaturhinweise:

- [1] Giese, P.; Scherb, B.: *Bestimmung der Knatterlast von vollrolligen Zylinderrollenlagern. Antriebstechnik 31(1992)3, S.64-69*
- [2] Palmgreen, A.: *Grundlagen der Wälzlagertechnik. Franckh'sche Verlagshandlung Stuttgart 1964*
- [3] Wirth, R.: *Einflüsse auf die Zuverlässigkeit von Schwingungsdiagnoseverfahren an Wälzlagern. Dissertation TH Zittau 1994*
- [4] Uchtmann, K.: *Untersuchung der Maschinenzustandsüberwachung mittels eines kommerziellen Schwingungsanalysesystems. Diplomarbeit FH Münster 1995*
- [5] Strackeljan, J.; Behr, D.; Lahdelma, S.: *Ein neuer Ansatz zur automatischen Diagnose langsam drehender Wälzlager. In: Seeliger, A. (Hrsg.): AKIDA - Aachener Kolloquium für Instandhaltung, Diagnose und Anlagenüberwachung, Tagungsband des Kolloquiums 3.-4. Juni 1998. Verlag der Augustinius Buchhandlung, Aachen 1998*