

Maschinendiagnose an Industriegetrieben

Teil II: Signalidentifikation in der Praxis

RAINER WIRTH

Das emittierte Geräusch einer Maschine resultiert aus Kraftumsetzungsprozessen, die Schwingungen sowie Körperschallemissionen verursachen. Dieser zweiteilige Beitrag zeigt praxisnah auf, wie sich aus der kombinierten Betrachtung von Maschinenschwingungs- und Hüllkurvenspektrum eine Reihe von Merkmalen ableiten lässt und welche Merkmale den Schluss auf Schädigungen (Bild 1) in Industriegetrieben zulassen. Teil I [6] stellte dazu die Grundlagen der Analyseverfahren auf, Teil II wird auf die praktische Signalidentifikation eingehen.

1 Einleitung

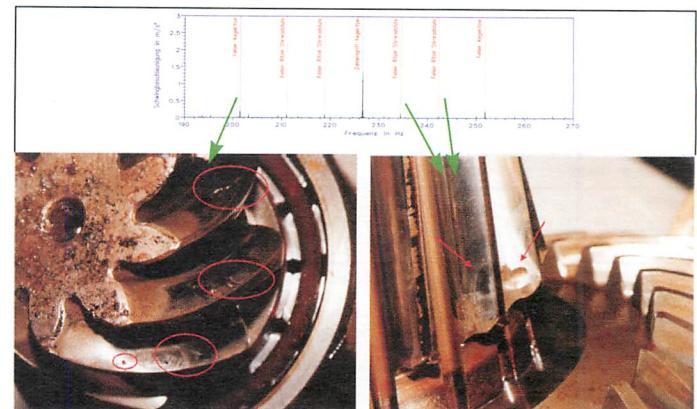
Das emittierte Geräusch einer Maschine resultiert aus periodischen und aperiodischen Kraftumsetzungsprozessen. Diese verursachen Primär- und Sekundärschwingungen sowie Körperschallemissionen, die unter anderem an der Gehäuseoberfläche als Schwingung messbar sind. Eine Unterscheidung der Phänomene gelingt durch Analyse der Signalform der messbaren Oberflächenschwingung sowie durch Frequenzermittlung der beteiligten Schwingungsscheinungen. Im Folgenden wird praxisnah gezeigt, wie sich aus der kombinierten Betrachtung von Maschinenschwingungs- und Hüllkurvenspektrum, die beide 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.

Antriebsstränge weisen eine ganz besondere Verfügbarkeits-, Zuverlässigkeit- und Sicherheitsrelevanz auf. Daher ist das Zustandswissen über Antriebe oft von besonderer Bedeutung. Solch Zustandswissen gewinnt man mit Hilfe der modernen Maschinendiagnose. Moderne Maschinendiagnose erfordert neben geeigneter Messtechnik entsprechend qualifiziertes Personal. Dabei sind Kenntnisse auf den Gebieten Getriebetechnik, Akustik, Systemtheorie, Elektronik und Informatik gleichermaßen von Bedeutung.

Teil I [6] dieses Beitrags wurde als Grundlagenbeitrag veröffentlicht, der sich mit der Entstehung von Schwingungen in Produktionsanlagen und den Möglichkeiten der Signalanalyse auseinander setzte. 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 Si-



1: Lokale Verzahnungsschäden an zwei Zahnrädern eines Kegelstirnradgetriebes

gnalfrequenz der enthaltenen Komponenten. Dazu ist zunächst eine Separation der dominierenden Signalformen erforderlich. Dies geschieht durch die Bildung des Maschinenschwingungsspektrums und des Hüllkurvenspektrums. Das Maschinenschwingungsspektrum repräsentiert harmonische Signalanteile. So kann man die Auswirkung von

- Unwucht und anderen Trägheitskräften,
- Fluchtfehlern, Zentrierfehlern und deformierter Welle,
- Verzahnungsschäden,
- elektrisch induzierten Schwingungen,
- erhöhte Turbulenz am Lüfter von Elektromotoren und
- Prozesseinflüssen mit harmonischem Kraftverlauf im Maschinenschwingungsspektrum nachweisen. Wälzlagereehler zählen erst im weit fortgeschrittenen Stadium zu den Primärereignissen 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,
- des Anschlagens durch mechanisches Lagerspiel,
- des Knatterns [1], einem Effekt des Aufeinanderprallens von Wälzkörpern vollständiger Lager mit obenliegender Lastzone,
- 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 Primärereignissen. Die Drehfrequenz f_n berechnet sich aus der bekannten oder zu messenden Drehzahl n . Diese wird in der Regel in der Einheit min^{-1} angegeben. Somit ergibt sich für die Drehfrequenz:

$$f_n = n \cdot \frac{\text{min}}{60\text{s}} \quad (1)$$

Die Zahneingriffsfrequenz f_z eines Stirnradgetriebes berechnet sich mit der Zähnezahl z wie folgt:

$$f_z = z \cdot f_n \quad (2)$$

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

Phänomen	Symptom im Schwingungsspektrum	Symptom im Hüllkurvenspektrum
Unwucht und andere Trägheitskräfte	f_n	kein
Ausrichtfehler und verbogene Welle	$f_n, 2 \cdot f_n$	kein
mechanisches Spiel	f_n	$i \cdot f_n$
lose Teile, Wellenanriß		$i \cdot f_n$
lokale Verzahnungsschäden bei Stirn- und Kegelradgetrieben	$f_z - i \cdot f_s, f_z + i \cdot f_s$ $f_z - i \cdot f_{Hs}, f_z + i \cdot f_{Hs}$ $f_z - i \cdot f_{Bs}, f_z + i \cdot f_{Bs}$	bei starker Schädigung: $f_z - i \cdot f_n, f_z + i \cdot f_n$
lokale Verzahnungsschäden bei Planetengetrieben	$f_z - i \cdot f_s, f_z + i \cdot f_s$ $f_z - i \cdot f_{Hs}, f_z + i \cdot f_{Hs}$ $f_z - i \cdot f_{Bs}, f_z + i \cdot f_{Bs}$	bei starker Schädigung: $f_z - i \cdot f_s, f_z + i \cdot f_s$ $f_z - i \cdot f_{Hs}, f_z + i \cdot f_{Hs}$ $f_z - i \cdot f_{Bs}, f_z + i \cdot f_{Bs}$
umlaufende Verzahnungsschäden (Verschleiß)	$i \cdot f_z, f_z/j, (i/j) \cdot f_z$	bei starker Schädigung: $i \cdot f_z, f_z/j, (i/j) \cdot f_z$
lokaler Innenringsschaden an einem Wälzlagern	■ meist nur f_n ■ bei starker Schädigung: auch f_i	$f_i, f_n, f_i - i \cdot f_n, f_i + i \cdot f_n$
lokaler Außenringsschaden an einem Wälzlagern	bei starker Schädigung: f_A	f_A
lokaler Wälzkörperschaden an einem Wälzlagern	■ meist nur f_K ■ bei starker Schädigung: auch f_{Ws}, f_{WA}	$f_W, f_{WA}, f_K, f_W - i \cdot f_K, f_W + i \cdot f_K, f_{WA} - i \cdot f_K, f_{WA} + i \cdot f_K$
Käfigschäden an einem Wälzlagern	bei starker Schädigung: f_K	f_K
unzulässig hohe Lagerluft an einem Wälzlagern	bei starker Schädigung: f_n	f_n
magnetische Unwucht (Elektromotor)	f_N	kein
Schaufelpassierfrequenz	$z \cdot f_n$	$z \cdot f_n$
Öl-Whirl	(0,43 bis 0,48) $\cdot f_n$	kein
Resonanz	strukturabhängig	strukturabhängig

Tabelle zur Signalidentifikation

$i, j = \text{ganzzahlige Laufvariable, } z = \text{Schaufelanzahl bei Lüftern und Pumpen, } f_n = \text{Netzfrequenz}$

ben sich hier Überrollfrequenzen bei einer Unregelmäßigkeit auf dem

- Sonnenritzel (Frequenz f_s),
- Hohlrad (Frequenz f_H) bzw.
- Planetenrad (Frequenz f_P).

Auch aus der Wälzlagerkinetik [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 den Innen- und Außenring gleich.

Die Kenntnis von Drehfrequenz f_n , Teilkreisdurchmesser D_T , Wälzkörperlängsdurchmesser D_W , Anzahl der Wälzkörper z und Betriebsdruckwinkel α_B vorausgesetzt, findet man die Käfigrotationsfrequenz für den feststehenden Außenring als

$$f_K = \frac{1}{2} f_n \left(1 - \frac{D_W}{D_T} \cos \alpha_B \right) \quad (3)$$

bzw. für den feststehenden Innenring als:

$$f_K = \frac{1}{2} f_n \left(1 + \frac{D_W}{D_T} \cos \alpha_B \right) \quad (4)$$

Die Überrollfrequenz einer Unregelmäßigkeit auf dem Außenring bestimmt sich zu:

$$f_A = \frac{1}{2} f_n z \left(1 - \frac{D_W}{D_T} \cos \alpha_B \right) \quad (5)$$

Die Überrollfrequenz einer Unregelmäßigkeit auf dem Innenring lautet:

$$f_I = \frac{1}{2} f_n z \left(1 + \frac{D_W}{D_T} \cos \alpha_B \right) \quad (6)$$

Die Wälzkörperfrequenz oder Wälzkörperspinfrequenz bestimmt sich zu:

$$f_{WA} = \frac{1}{2} f_n \frac{D_T}{D_W} \left[1 - \left(\frac{D_W}{D_T} \cos \alpha_B \right)^2 \right] \quad (7)$$

Die Überrollfrequenz einer Wälzkörperunregelmäßigkeit auf beiden Wälzbahnen lautet:

$$f_W = 2 f_{WA} = f_n \frac{D_T}{D_W} \left[1 - \left(\frac{D_W}{D_T} \cos \alpha_B \right)^2 \right] \quad (8)$$

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 eines Toleranzbands zuzulassen. Somit wird zum mindesten geringfügiger Schlupf kompensiert.

Die erläuterten Phänomene lassen sich in der **Tabelle** zur Signalidentifikation zusammenfassen. Hier 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.

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. Im Folgenden soll auf Schäden wie lokale und umlaufende Verzahnungsschäden, lokale Wälzlagerrinnen- und -außenringsschäden sowie Wälzkörperschäden, Käfigschäden, Wellenschäden und elektrische Effekte näher eingegangen werden.

3.1 Lokale Verzahnungsschäden

Lokale Verzahnungsschäden führen dazu, dass die einzelnen Zähne unterschiedlich tragen. Findet einmal pro Umdrehung ein fehlerhafter Zahneingriff statt, so bedeutet dies, 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 Rads beschreibbar.

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. Bild 1 zeigt lokale Verzahnungsschäden an zwei Zahnradern eines Kegelstirnradgetriebes und das dazugehörige Spektrum.

3.2 Umlaufende Verzahnungsschäden

Unter umlaufenden Verzahnungsschäden seien hier die über den Umfang gleichmäßigen Schädigungen der tragenden Zahnräder verstanden. Es handelt sich meist um Verschleiß, Fressen, aber auch um flächige Ermüdungsschäden.

Umlaufende Schäden an den Zahnräderflanken, wie sie in Bild 2 dargestellt sind, liefern neben der Zahneingriffsschwingung Harmonische (ganzzahlige Vielfache) infolge des extrem von der Sinusform abweichenden Kraftverlaufs des Zahneingriffs über der Zeit. Darüber hinaus können Subharmonische (ganzzahlige Teiler) sowie Interharmonische (Vielfache ganzzahliger Teiler) auftreten. Die Bestimmung des Schadensumfangs ist nur anhand repräsentativer Referenzwerte oder entsprechender subjektiver Erfahrung möglich.

3.3 Lokale Wälzlageraußenringsschäden

Unregelmäßigkeiten auf der Außenringlaufbahn von Wälzlagern führen dazu, dass diese von jedem Wälzkörper überrollt werden (Bild 3). Jede einzelne Überrollung verursacht einen Kraftstoß, der die in der Umgebung befindliche Struktur zum Schwingen anregt. Es findet eine sogenannte Faltung des Stoßimpulses mit dem Systemübertragungsverhalten der umgebenden Struktur statt. Infolge

der Periodizität der Stoßanregung, welche durch die wiederholte Überrollung der Unregelmäßigkeit durch alle Wälzkörper vorliegt, ist diese im Hüllkurvenspektrum des Signals zuverlässig nachweisbar.

Der Nachweis von allgemeinen 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.

3.4 Lokale Wälzlagerrinnenringschäden

Unregelmäßigkeiten auf Innenringlaufbahnen von Wälzlagern äußern sich ähnlich wie die 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 (**Bild 4**).

Der Innenringsschaden ist unter dieser Voraussetzung also ein bezüglich der Lastzone umlaufender Schaden. 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 Innenringschäden. Die Modulationsschwingung entspricht hier der Käfigrotation (**Bild 5**).

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 determinierter 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**).

In der Praxis führen Käfigschäden oft nicht permanent zum Anschlagen. Die Signalanalyse ist bezüglich der Messzeit und der Datenreduktion darauf entsprechend abzustimmen. Geeignet ist die Anwendung der Maximalwertselektion.

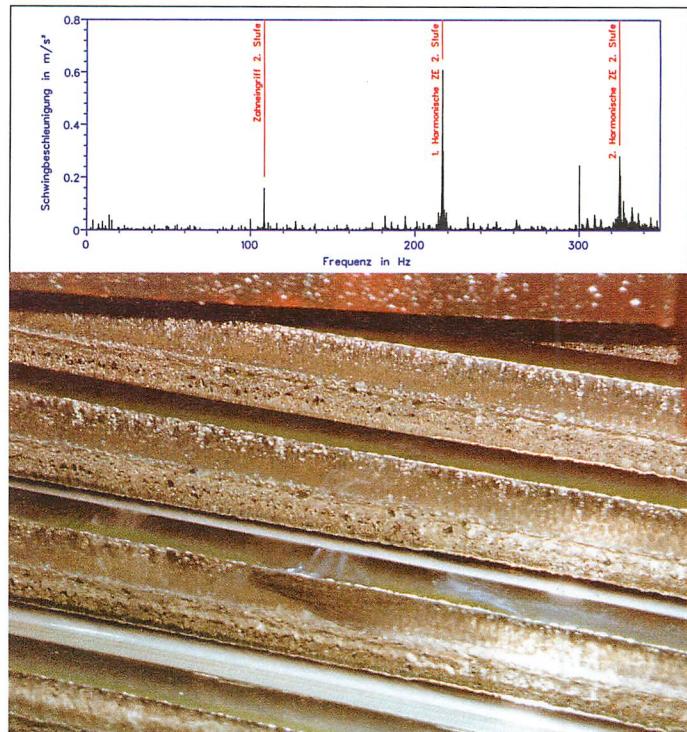
3.7 Wellenschäden

Schädigungen an einer Getriebewelle (**Bild 7**) führen zu einer verminderten Tragfähigkeit der Welle. Resultat sind Veränderungen ihrer Elastizität, die über den Umfang ungleichmäßig verteilt sind. Dies führt zu Kraftstößen, die einmal oder mehrmals je Wellenumdrehung auftreten. Die Auswirkung eines derartigen Wellenschadens besteht im Auftreten eines Drehfrequenzpeaks mit sehr hoher Amplitude im Hüllkurvenspektrum des Schwingungssignals.

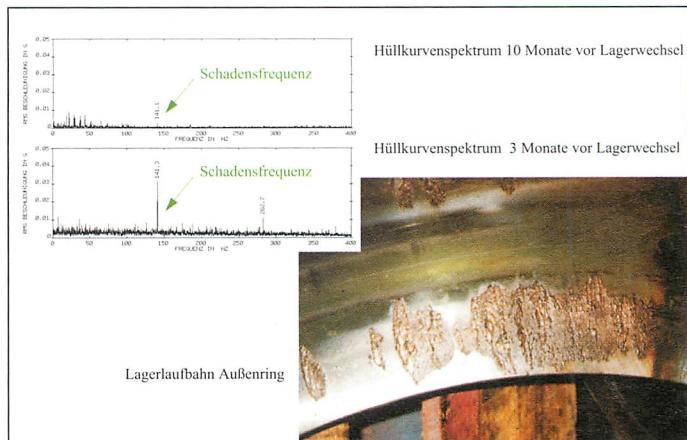
3.8 Elektrische Effekte

Bei Elektromotoren, die an einer Wechselspannung betrieben werden, können elektrische Effekte zu mechanischen Schwingungen (**Bild 8**) führen. Ein Beispiel ist die magnetische Unwucht. Sie entsteht, wenn der Mittelpunkt des Magnetfelds räumlich vom Massenschwerpunkt des Rotors abweicht. Das rotierende Magnetfeld erzeugt so Wechselkräfte im Stator, die zur Oszillation des Massenschwerpunkts des Gehäuses führen. Dadurch können zum Beispiel die Rotorträger geschädigt werden. Die Erregerfrequenzen entsprechen

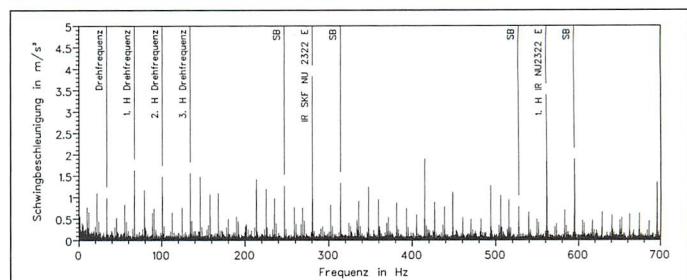
- der Netzfrequenz,
- der Netzfrequenz multipliziert mit der Polpaarzahl und
- der doppelten Netzfrequenz multipliziert mit der Polpaarzahl aufgrund der symmetrischen Bedingungen für Nord- und Südpol.



2: Umlaufende Verzahnungsschäden an einer Zahnflanke



3: Frühzeitig erkannter Schaden an einem Wälzlageraußenring



4: Detekter Schaden an einem Wälzlagerrinnenring

Die Erregerfrequenzen sind unabhängig von der Drehfrequenz. Im Maschinenschwingungsspektrum sind diese Frequenzen und gegebenenfalls ihre Harmonischen 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 in einem Getriebe. Vorteilhaft ist die rechnergestützte teilautomatisierte Berechnung der ereignisspezifischen Frequenzen.

Der Berechnung der Getriebekinematik 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. bereit gestellt 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 Wälzlagern sehr zuverlässig möglich. Lokale Zahneingriffsfehler können schon durch eine einzige Messung außerordentlich zuverlässig diagnostiziert werden. Anhand der Frequenzübereinstimmung lässt sich das geschädigte Bauteil bezeichnen. Umlaufende Unregelmäßigkeiten erkennt man meist schon durch die spezifische Signalform, zuverlässiger jedoch durch eine 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 gegebenenfalls die Schadenswachstumsgeschwindigkeit zu ermitteln.
3. Die Aussage über die Restlebensdauer ist eine Information über den zu erwartenden Ausfall- oder Versagenszeitpunkt. Sie wird gegenwärtig lediglich für Großserien einigermaßen beherrscht.

5 Automatisierte Diagnose

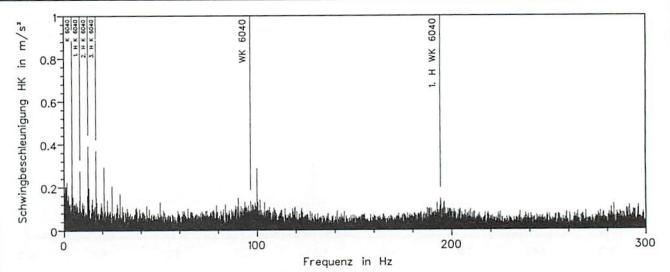
Die Diagnose einer Maschine durch einen entsprechenden Spezialisten erfolgt üblicherweise durch die Reise des Spezialisten zum Diagnoseobjekt, die Datenerfassung vor Ort, die Rückreise sowie die Datenanalyse und Berichtstellung im Büro des Spezialisten. Auf diese Weise werden der Aufwand und somit auch die Kosten für die Maschinendiagnose in erheblichem Maß durch die Reisekosten bestimmt. Dies ist Anlass für die Suche nach alternativen Verfahren 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.

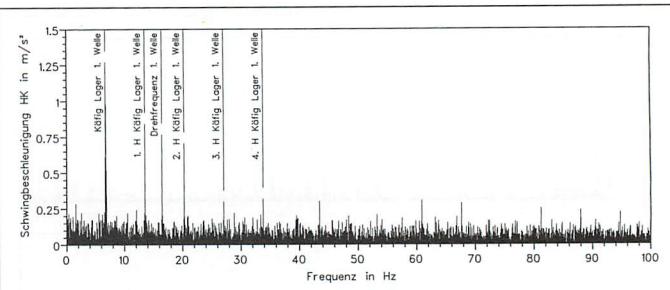
Eine Möglichkeit einer dennoch objektiven Beurteilung von Schwingungsspektren bietet die Signifikanzanalyse (**Bild 9**). Sie soll im Folgenden kurz erläutert werden. Bei der subjektiven Betrachtung von Spektren erkennt man signifikante Spektralanteile durch den wiederum subjektiven Vergleich einer schädigungsrelevanten 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 rechentechnisch durch die Berechnung einer gleitenden Signifikanzschwelle nach [3]. Signifikant sind alle Spektralanteile, deren Amplituden größer sind 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 dann absolute Grenzwerte sowie Irrtumswahrscheinlichkeiten für jedes Schädigungsmerkmal separat vorzugeben.

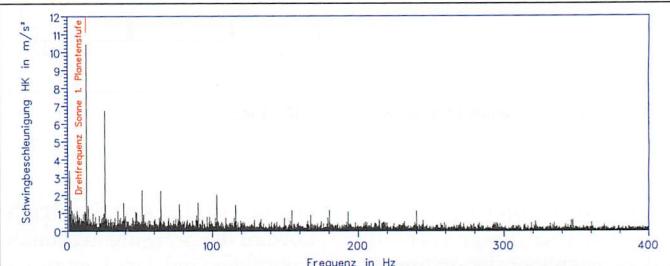
Das folgende Praxisbeispiel soll die Praktikabilität der Signifikanzanalyse veranschaulichen. Grundlage sind zwei Hüllkurvenspektren desselben Wälzlagers, die am selben Messpunkt aufge-



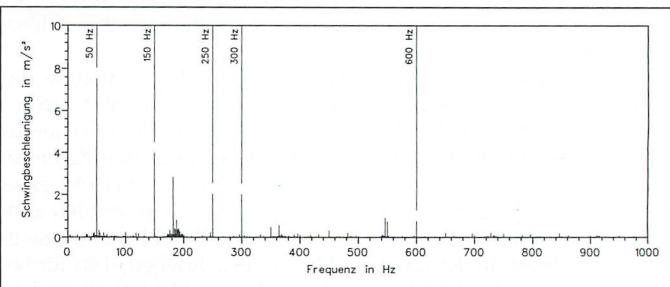
5: Wälzkörperschaden



6: Käfigschaden

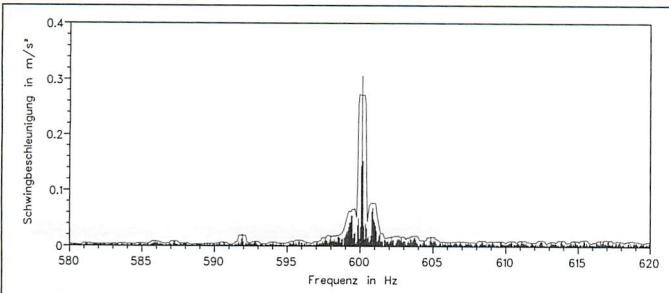


7: Wellenschaden an einer Passfedernut

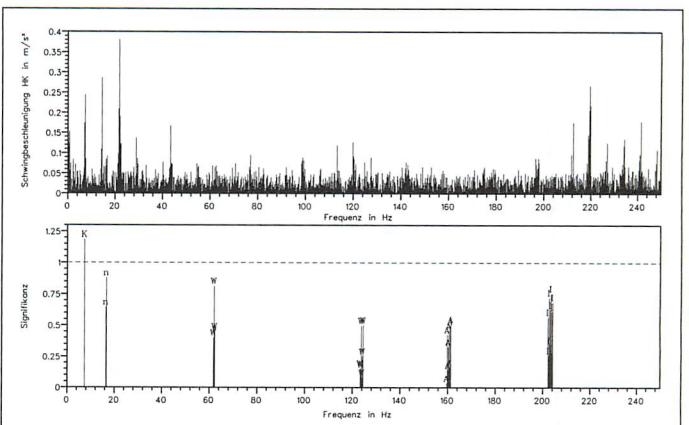


8: Schaden durch elektrische Effekte

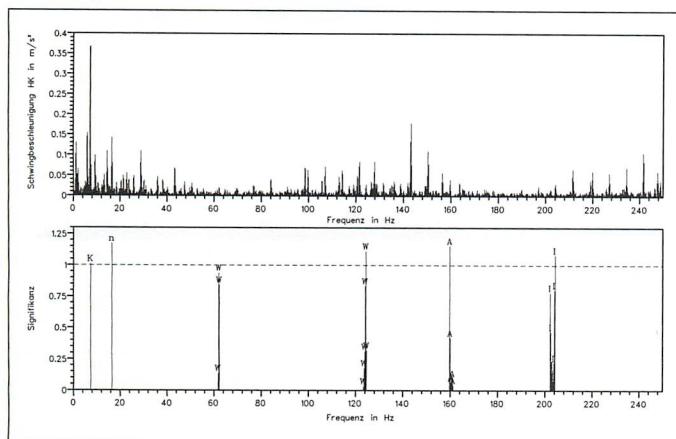
zeichnet wurden. Die erste Messung (**Bild 10**) erfolgte acht Monate vor der zweiten (**Bild 11**). Die Peaks in den Signifikanzspektren kennzeichnen die pro gesuchter Frequenzlinie errechneten Signifikanten. Die gestrichelte Linie im Spektrum markiert die Signifikanzschwelle.



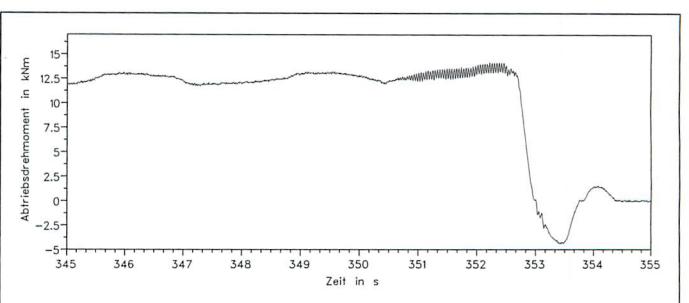
9: Signifikanzanalyse, Spikes: Schwingungsspektrum, Linie: Signifikanzschwelle



10: Hüllkurven- und Signifikanzspektrum, erste Messung



11: Hüllkurven- und Signifikanzspektrum, zweite Messung



12: Drehmomentverlauf, Abschaltvorgang durch elektrisch induzierte Schwingungen

Wie aus den Bildern 10 und 11 ersichtlich ist, hat sich die Signifikanz aller Lagerfrequenzen erhöht, obwohl die Schwingungsamplituden gegenüber der ersten 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 Schwingungerscheinungen in Maschinen 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 Antriebsstrang ebenso wie Schwingungen, die der Maschine von außen aufgeprägt werden.

Bild 12 zeigt das Drehmoment eines Elektromotors 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 von Netzrückwirkungen die Abschaltungen hervorriefen. Eine Reihe von Störungen kann 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, welcher Schwingungen mit den Eigenfrequenzen der Maschinenstruktur erzeugt, welche mittels einer ebenso frequenzgangbehafteten Messkette analysiert werden können. Alternativ ist die Resonanzfrequenz des Beschleunigungsaufnehmers nutzbar. In der Literatur [4] wird beschrieben, dass für bestimmte Anlagen Drehzahlen bis 10 min^{-1} unproblematisch sind, in [5] wird unter Verwendung höherer Ableitungen des Wegs 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 Industriegerüsten, 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 einschlägige Literatur, sind Bemühungen zur Automatisierung der Diagnose vielfach erkennbar, stecken jedoch noch in den Anfängen. Die moderne Rechentechnik eröffnet hier Möglichkeiten für komplexe Verfahren, wie beispielsweise Mustererkennungsverfahren auf der Basis neuronaler Netze. Da derartige Verfahren gegenwärtig sehr oft eine für Praxisanwendungen irrelevante Anzahl von Lernmustern erfordern, erfreuen sich zur Zeit einfache deterministische Verfahren wie die hier beschriebene Signifikanzanalyse einer gewissen Akzeptanz.

Literaturhinweise:

- [1] Giese, P.; Scherb, B.: Bestimmung der Knatterlast von vollrolligen Zylinderrollenlagern. *antriebstechnik* 31 (1992), Nr. 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 Wälzläger. 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
- [6] Wirth, R.: Maschinendiagnose an Industriegerüsten. Teil I: Grundlagen der Analyseverfahren. *antriebstechnik* 37 (1998), Nr. 10, S. 75–80

