

Beitrag zur Diagnostik der Verzahnungen in Getrieben mittels Zeit-Frequenz-Analyse

Von der Fakultät für Maschinenbau und Verfahrenstechnik der
Technischen Universität Chemnitz

genehmigte
Dissertation
zur Erlangung des akademischen Grades
Doktor-Ingenieur
(Dr.-Ing.)
vorgelegt

von Dipl.-Ing. Phong Dien Nguyen
geboren am 31. Oktober 1969 in Thai nguyen, Vietnam

eingereicht am 25. Juli 2002

Gutachter Univ. -Prof. Dr.-Ing. habil. Hans Dresig, TU Chemnitz
 Univ. -Prof. Dr.-Ing. habil. Gottfried Meltzer, TU Dresden
 Univ. -Prof. Dr.-Ing. habil. Ferit Küçükay, TU Braunschweig

Chemnitz, den 01. November 2002

Bibliographische Beschreibung

Nguyen, Phong Dien

Thema

Beitrag zur Diagnostik der Verzahnungen in Getrieben mittels Zeit-Frequenz-Analyse

Dissertation an der Fakultät für Maschinenbau und Verfahrenstechnik,
der Technischen Universität Chemnitz, Institut für Mechanik, Chemnitz, 2002

Seitenzahl	133
Anzahl der Abbildungen	68
Anzahl der Tabellen	8
Anzahl der Literaturzitate	135

Referat

Die vorliegende Arbeit befasst sich mit der Anwendung von Methoden der Zeit-Frequenz-Analyse zur Diagnostik der Verzahnungen in Getrieben anhand von Schwingungssignalen. Es werden neue Analysemethoden aus der Zeit-Frequenz-Analyse zur Verbesserung der Diagnosetechnik, wie die „Koeffizientenanalyse aus Zeit-Frequenz-Darstellungen“ oder die „Drehwinkel-Ordnungs-Darstellungen in Polarkoordinaten“ eingeführt. Basierend auf diesen Analyseverfahren wird eine geeignete Diagnosestrategie vorgestellt, mit der auch bei instationären Betriebszuständen Verzahnungsschäden sicher erkannt werden können. Zur praktischen Anwendung der Zeit-Frequenz-Analyse in der Verzahnungsdiagnose wird ein Rechenprogramm entwickelt, in dem eine Vielzahl von Signalanalyseprozeduren implementiert sind, um somit eine zuverlässige diagnostische Beurteilung von Verzahnungszuständen zu ermöglichen. In einem umfangreichen Versuchsprogramm werden die Anwendungsmöglichkeiten der beschriebenen Mittel und Verfahren auf verschiedenen Verzahnungsschäden in mehreren Abstufungen demonstriert, und die Eignung der Methoden wird beurteilt.

Schlagworte

Zahnradgetriebe – Verzahnung – Diagnose – Getriebediagnostik – Schadenserkennung – Signalanalyse – Schwingungsanalyse – Diagnosemerkmale – Zeit-Frequenz-Analyse – Wavelet-Transformation – Zeit-Frequenz-Verteilung

Vorwort

Meine Arbeit wurde seit 1998 durch ein Doktorandenstipendium des Deutschen Akademischen Austauschdienstes (DAAD) unter der Kennziffer A/98/06214 gefördert. Sie begann unter der Anleitung von Herrn Prof. Dr. H. Dresig (Professur Maschinendynamik/Schwingungslehre im Institut für Mechanik der TU Chemnitz) und wurde ab 2000 auch von Herrn Prof. Dr. G. Meltzer (Professur Technische Diagnostik der TU Dresden) in Verbindung mit dem Forschungsprojekt "Einsatzerweiterung der Verzahnungsdiagnose durch kostengünstige Mikrosysteme und durch Anwendung bei veränderlichen Betriebszuständen" betreut. Dieses Forschungsprojekt wurde von der Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen e.V. (AIF) aus Mitteln des Bundesministeriums für Wirtschaft (BMWi) im Rahmen des Initiativprogramms "Zukunftstechnologien für kleine und mittlere Unternehmen" (ZUTECH) gefördert (AIF-Vorhaben Nr. 37 ZBR/1).

Ich danke besonders den Herren Professoren Dresig und Meltzer für viele anregende Diskussionen und für die Einbeziehung in ihre Forschungsgruppen. Bei Herrn Prof. Dr. F. Küçükay bedanke ich mich für sein Interesse und für die Übernahme eines Gutachtens.

Meine Arbeit stützt sich auf die an der TU Chemnitz geleisteten theoretischen Vorarbeiten und auf die an der Professur für Technische Diagnostik und der Professur für Maschinenelemente der TU Dresden konzipierten und durchgeführten Versuche und Messungen an Zahnrädergetrieben. Dabei konnte ich die Arbeit an einem Rechenprogramm fortsetzen, dessen Konzeption auf Herrn Dr. T. Zschieschang und Dr. J. Ivanov zurückgeht.

Weiterhin danke allen meinen Kollegen am Lehrstuhl für Maschinendynamik/Schwingungslehre, insbesondere den Herren Dr. L. Rockhausen, Dr. K. Kaltofen und Dipl.-Ing. J. Häckel für ihre vielen fachlichen Hilfestellungen im Alltag.

Mein Dank gebührt auch allen an diesem Projekt Beteiligen der TU Dresden, insbesondere Herrn Dipl.-Phys. A. Pohl, Herrn Dipl.-Ing. T. Mössner und Herrn Dipl.-Ing. R. Kupfer für die gute Zusammenarbeit.

Meinem Fachrichtungsleiter, Herrn Prof. Dr. -Ing. habil. Nguyen Van Khang (TU Hanoi, Vietnam), der auch an der TU Chemnitz promovierte, danke ich dafür, dass er mich in das interessante Gebiet der Schwingungslehre einführte.

Bedanken möchte ich mich ebenfalls bei dem DAAD für die finanzielle Unterstützung.

Vor allem aber bedanke ich mich bei meiner Frau Cam Trang und meiner Mutter für den erhaltenen familiären Rückhalt.

Chemnitz, November 2002

Phong Dien Nguyen

Inhaltverzeichnis

1 Einleitung	1
2 Schwingungsanregung bei Zahnradgetrieben	5
2.1 Beschreibung der Haupterregungsquellen	6
2.1.1 Anregungsmechanismen.....	6
2.1.2 Parametererregung und amplitudenmodulierte Schwingungen.....	8
2.1.3 Eingriffsstoß und Eigenschwingungen	11
2.2 Arten und Ursachen von Schäden und Fehlern.....	13
2.3 Auswirkungen von Schäden und Fehlern auf das Schwingungssignal.....	16
3 Methoden der Zeit-Frequenz-Analyse.....	23
3.1 Allgemeines.....	23
3.2 Wavelet-Transformation	27
3.2.1 Kontinuierliche Wavelet-Transformation.....	27
3.2.2 Diskrete Wavelet-Transformation und Wavelet-Packet-Transformation..	33
3.3 Zeit-Frequenz-Verteilungen der Cohen's Klasse	37
4 Einbeziehung der Zeit-Frequenz-Analyse in die Verzahnungsdiagnose	41
4.1 Literaturübersicht	41
4.2 Konventionelle signalgestützte Verfahren zur Verzahnungsdiagnose	44
4.2.1 Seitenbandanalyse (Modulationsanalyse).....	44
4.2.2 Kepstrumanalyse.....	45
4.2.3 Rotorsynchrone Signalmittelung und Bildung von residuellen Signalen	47
4.2.4 Amplituden- und Phasendemodulation.....	50
4.2.5 Statistische Signalanalyse.....	52
4.3 Neue Anwendungsmöglichkeiten der Zeit-Frequenz-Analyse für die Verzahnungsdiagnose	53

4.3.1 Diagnose bei veränderlicher Drehzahl mittels Zeit-Frequenz-Darstellungen.....	56
4.3.2 Ermittlung der momentanen Drehzahlverläufe	60
4.3.3 Adaptive Analyse durch die Anpassung von Zeit- und Frequenzauflösung	63
4.3.4 Drehwinkel-Ordnungs-Darstellungen in Polarkoordinaten.....	64
4.3.5 Merkmalsextraktion mittels Koeffizientenanalyse.....	67
4.3.6 Extraktion von einzelnen schadensrelevanten Schwingungskomponenten.....	69
4.4 Diagnosestrategie	70
4.5 Rechenprogramm zur Signalanalyse und Merkmalsextraktion.....	73
5 Anwendungsbeispiele	76
5.1 Prüfstände.....	76
5.2 Versuchsprogramm	78
5.3 Darstellung und Bewertung der Ergebnisse aus Kurzzeitversuchen	82
5.3.1 Ungemittelte Signale bei veränderlicher Drehzahl.....	82
5.3.2 Rotorsynchron gemittelte Signale.....	87
5.3.3 Signale bei konstanter Drehzahl	97
5.4 Darstellung und Bewertung der Ergebnisse aus Langzeitversuchen	102
5.4.1 Zahnflanken-Ermüdungsschäden	102
5.4.2 Zahnuß-Dauerbrüche	105
5.5 Schlussfolgerung	108
6 Zusammenfassung	110
Literaturverzeichnis	113

Nomenklatur

Lateinische Buchstaben

$a(t)$	Amplituden-Modulationssignal
$\text{AS}_x(t)$	Analytisches Signal aus dem Signal $x(t)$
b	Zahnbreite
C_r	Crest-Faktor
C_x	Leistungskepstrum
c_z	Verzahnungssteifigkeit
f	Frequenz
$f(t)$	Frequenzverlauf
f_e	Eigenfrequenz
f_m	Mittenfrequenz
f_n	Drehfrequenz
f_z	Zahneingriffsfrequenz
$g(t)$	Fensterfunktion
i, k, l, m	Zählindizes
j	imaginäre Einheit $\sqrt{-1}$
J	Trägheitsmoment
K_r	Kurtosis
M_k	Moment
N	Anzahl der Messwerte eines zeitäquidistant abgetasteten Signals
n	Drehzahl
$p(t)$	Phasen-Modulationssignal
q	Zahnfederauslenkung
r_b	Grundkreisradius
s	Skalenparameter
$S_x(f)$	Leistungsdichte
T	Zeitlänge
t	Zeit
\mathbf{W}	Matrix der Wavelet-Koeffizienten
$x(t)$	reales Signal
$X(f)$	Frequenzspektrum des Signals $x(t)$
$x(i)$	zeitäquidistant abgetastetes Signal
$X(k)$	Ordnungsspektrum der winkeläquidistanten Messfolge $x(\varphi)$
\tilde{x}	Effektivwert

\hat{x}	Spitzenwert
$\bar{x}(\varphi)$	rotorsynchron gemitteltes Signal
$x(\varphi)$	winkeläquidistante Messfolge aus dem Signal $x(t)$
$x_r(\varphi)$	residuelles Signal
Z	Zähnezahl

Griechische Buchstaben

δ	Rausch-Standardabweichung
ε_α	Profilüberdeckung
ε_β	Sprungüberdeckung
Φ	Kernfunktion
η	Dimensionslose Zeit
η_0	Morlet-Parameter
φ, φ_i	Drehwinkel
κ	Schwelle
ν	Frequenzverschiebung
τ	Zeitverschiebung
ψ	Basis-Wavelet

Abkürzungen

AF	Ambiguitätsfunktion
AOK	Adaptive Optimal-Kernel
CV	Zeit-Frequenz-Verteilung der Cohen's Klasse
CWV	Choi-Williams-Verteilung
DWT	Diskrete Wavelet-Transformation
DWOD	Drehwinkel-Ordnungs-Darstellung
FFT	Fast Fourier-Transformation
HT	Hilbert-Transformation
KWT	Kontinuierliche Wavelet-Transformation
SNR	Signal-Rausch-Verhältnis
SP	Spektrogramm
STFT	Kurzzeit Fourier-Transformation
WPT	Wavelet-Packet-Transformation
WT	Wavelet-Transformation
WV	Wigner-Ville Verteilung
ZFD	Zeit-Frequenz-Darstellung
ZFV	Zeit-Frequenz-Verteilung

1 Einleitung

Die Zuverlässigkeit von Zahnradgetrieben ist von großem Einfluss auf die Verfügbarkeit und Sicherheit der damit ausgerüsteten Gesamtanlage. Die Getriebeüberwachung ist notwendig, um die Zuverlässigkeit des Getriebes in Zusammenhang mit der Abwendung ökonomischer Folgeschäden durch außerplanmäßigen Ausfall zu gewährleisten und eine ökonomisch optimale Instandhaltungsstrategie anzustreben. Heute ist nahezu jeder Hersteller den Schritt zur Getriebeüberwachung bereits gegangen, hat ihn zum Inhalt gegenwärtiger Forschungsarbeit gemacht oder ihn zumindest in strategische Überlegungen einbezogen.

Die verschiedenen Baugruppen eines Zahnradgetriebes zeigen eine unterschiedliche Anfälligkeit bezüglich eines möglichen Schadens. Lager und Dichtungen weisen eine eher hohe Ausfallquote gegenüber Wellen oder Gehäusen auf. Die größte Gefahrenquelle für einen Getriebeschaden geht jedoch von den Zahnrädern aus, vgl. Bartz u.a. [5]. Die diagnostische Beurteilung von Verzahnungszuständen (Verzahnungsdiagnose) muss deshalb den Schwerpunkt bei der Getriebediagnose bilden. Neben der Aufgabe zur *Detection* von Fehlern und Schäden dient die Verzahnungsdiagnose darüber hinaus zur Identifikation, Lokalisierung und quantitativen Bewertung der bereits detektierten Zahnfehler und Zahnschäden, vgl. Meltzer [74]. Die *Identifikation* von Fehlern und Schäden ermöglicht das Erkennen von Fehlerquellen und Schadenursachen. Durch die *Lokalisierung* (Markierung der geschädigten Zähne) wird der Suchaufwand zur späteren Nacharbeit bei der Instandhaltung stark reduziert. Die *quantitative Bewertung* der Schäden erlaubt es, begründete und zuverlässige Aussagen über die verbleibende Lebensdauer und damit die richtigen Entscheidungen für notwendige Instandhaltungsmaßnahmen zu treffen.

Als besonders treffsicherer und empfindlicher Indikator für den mechanischen Maschinenzustand haben sich die Schwingungssignale erwiesen, vgl. Cempel [16], Sturm/Förster [104]. Durch die stürmische Entwicklung im Bereich der Messwerterfassung wird es ermöglicht, viele prozessspezifische Schwingungssignale während des laufenden Betriebes zu erfassen und damit eine Vielzahl von relevanten Merkmalen

für bestimmte ausgeprägte Zahnschäden zu extrahieren. Man spricht dann von signal-gestützter Diagnose.

Zur schwingungsdiagnostischen Beurteilung von Verzahnungszuständen sind eine Reihe ausgereifter Analysewerkzeuge verfügbar, die jeweils im Zeitbereich, im Frequenzbereich und im Bereich der statistischen Amplitudenverteilung aussagefähige Diagnosemerkmale bilden lassen, sofern es sich um *stationäre* Schwingungsvorgänge handelt. Diese Voraussetzung kann nur bei stationär bzw. quasistationär betriebenen Getrieben erfüllt werden. Für diesen Fall eignen sich besonders die Frequenzanalyse sowie ihre verfeinerten Verfahren, z.B. Seitenbandanalyse, Kepstrumanalyse und Hüllkurvenspektrum, vgl. Klein [52], Kolerus [53].

An Zahnradtrieben liegen aber oftmals *instationäre* Schwingungsvorgänge vor, beispielsweise Vorgänge mit rasch veränderlichen Frequenzkomponenten, oder auch Vorgang mit transienten Ereignissen. Die wesentlichen Ursachen dafür sind, vgl. Meltzer [74]:

- Veränderliche Drehzahlen, die entweder unmittelbar im Normalbetrieb (z.B. Drehzahlschwankung) oder bei An- und Auslaufvorgängen auftreten („*Instationarität im Großen*“).
- Impulsförmige Störerregungen, die durch lokale Zahnfehler oder Zahnschäden beim Zahneingriff verursacht werden können. Infolge dieser Erregungen treten die kurzzeitigen flüchtigen Schwingungerscheinungen innerhalb einer ansonsten statio-nären Schwingung auf („*Instationarität im Kleinen*“).

Diese Vorgänge lassen sich durch die Frequenzanalyse nur schwer beurteilen, da eine Frequenzveränderung im Signal zu einer Verschmierung benachbarter Frequenzkomponenten in der spektralen Darstellung führt. Erste Ansätze zur Behandlung solcher Probleme wurden mit dem Verfahren der rotorsynchronen Mittelung bzw. der Ordnungsanalyse eingeführt. Durch die Anwendung der klassischen Transformationsme-thoden gehen Informationen über die zeitliche Veränderung des Signals verloren.

Die Zeit-Frequenz-Analyse bietet die Möglichkeit, Merkmale gleichzeitig im Zeit- und Frequenzbereich darzustellen und somit auch schnelle zeitliche Veränderungen der spektralen Zusammensetzung des Signals zu verfolgen. Durch die Darstellung von

Ergebnissen in der Zeit-Frequenz-Ebene gelingt es, transiente Ereignisse im Signal zu detektieren und zu lokalisieren. Als leistungsfähige Werkzeuge für die Analyse instationärer Vorgänge wird seit etwa 10 Jahren die Zeit-Frequenz-Analyse mehr und mehr in die technische Diagnostik einbezogen.

Ziel der vorliegenden Arbeit soll es sein, Verfahren der Zeit-Frequenz-Analyse zu nutzen, um Verzahnungsschäden in Getrieben diagnostizieren zu können. Als Ergebnis der durchzuführenden Untersuchungen soll eine neue Diagnosestrategie entwickelt werden, um die Diagnoseergebnisse zu verbessern, welche

- die Diagnoseschärfe erhöhen und
- die instationären Betriebszustände (Hochlaufvorgängen, Drehzahlschwankung während des Betriebes) berücksichtigen.

Dies soll am Beispiel einer ausgewählten Getriebekonzeption erfolgen.

Im Kapitel 2 werden die bei Stirnradgetrieben auftretenden wesentlichen Schwingungsphänomene und die zugehörigen Merkmale im Schwingungssignal beschrieben. Zunächst erfolgt eine Darstellung der Haupterregungsquellen von Schwingungen bei Getrieben. Anschließend werden die typischen Schadensarten der Verzahnung erläutert. Unter Verwendung eines einfachen Schwingungsmodells werden prinzipielle Überlegungen zu den Auswirkungen von Zahnfehlern und Zahnschäden auf das Schwingungssignal vorgestellt. Dabei werden typische Schwingungseffekte untersucht, die in einem engen Zusammenhang mit den Schädigungsvorgängen in der Verzahnung stehen. Es wird eine generelle Übersicht über das Schwingungssignal bei der geschädigten Verzahnung als Hilfsmittel zur Unterstützung der Bildung von schadensrelevanten Merkmalen gegeben.

Im Kapitel 3 wird ein Überblick über die Methoden der Zeit-Frequenz-Analyse bezüglich der Schwingungsanalyse im Maschinenbau gegeben. Schwerpunkt bei der Diskussion der Analysemethoden ist die Darstellung der wichtigsten Eigenschaften der Wavelet-Transformation und ihre Anwendungsmöglichkeiten bei der Analyse von Schwingungssignalen an Maschinen. Die theoretische Untersuchung in diesem Kapitel dient als Basis der Entwicklung eines Rechenprogramms zur Einbeziehung der eingeführten Methoden der Zeit-Frequenz-Analyse in die Verzahnungsdiagnose.

In Kapitel 4 werden die wichtigsten signalgestützten Diagnoseverfahren durch die Auswertung einer Vielzahl von Literaturstellen beurteilt und mit Anwendungsbeispielen illustriert. Im Mittelpunkt dieses Kapitels steht die Darstellung von praktischen Anwendungsmöglichkeiten der Zeit-Frequenz-Analyse zur diagnostischen Beurteilung von Verzahnungszuständen. Es werden Vorschläge zur Verbesserung der Diagnosetechnik unterbreitet. Das oben erwähnte Rechenprogramm und zusätzliche, neu entwickelte Tools werden vorgestellt. Das Kapitel schließt mit der Ableitung einer neuen geeigneten Diagnosestrategie auf Basis der Zeit-Frequenz-Analyse zur Verzahnungsdiagnose bei veränderlichen Drehzahlen.

An Hand experimenteller Messergebnisse wird in Kapitel 5 der Einsatz der in Kapitel 4 betrachteten Mittel und Methoden demonstriert. Mit einem umfangreichen Versuchsprogramm werden verschiedene Zahnschäden (Zahnflanken-Ermüdungsschäden, Zahnfuß-Dauerbrüchen,...) in mehreren Abstufungen untersucht. Die Messungen werden bei konstanten und veränderlichen Drehzahlen durchgeführt und die Beschleunigungssignale an Getriebegehäusen von Prüfständen ausgewertet. Abschließend werden die erarbeiteten Resultate zusammengefasst und im Hinblick auf ihre praktische Nutzbarkeit betrachtet.

2 Schwingungsanregung bei Zahnradgetrieben

Zahnradgetriebe werden in der Regel eingesetzt, um Moment, Drehzahl und Drehrichtung an die Bedürfnisse der angeschlossenen Arbeitsmaschine anzupassen. Im folgenden Arbeit wird lediglich auf Stirnradgetriebe eingegangen, deren wesentliche Schwingungsphänomene man aber auch bei anderen Getriebetypen findet, wie z.B. Kegelradgetriebe.

Über das dynamische Verhalten von Zahnradgetrieben liegen bereits zahlreiche Untersuchungen vor, die sich intensiv mit der Modellierung von Schwingungen einstufiger Stirnradgetriebe befassen, vgl. Küçükay [56], Kasuba [48], Parker u.a [84], Theodosiades/Natsiavas [108]. Die Berechnungsmodelle stellen ein gekoppeltes erzwungenes und parametererregtes Schwingungssystems dar. Die Parametererregung folgt aus der zeitlich-veränderlichen Verzahnungssteifigkeit. Zeitabhängige Erregungen sind zum einen durch das zu übertragende Moment bedingt und zum anderen durch Verzahnungsfehler und Verzahnungsschäden. Zusätzliche Nichtlinearitäten sind z.B. auf das Zahnflankenspiel und auf den lastabhängigen Überdeckungsgrad zurückzuführen. Die Modellierung führte zu immer komplizierteren Modellen mit mehreren Freiheitsgraden mit genaueren Betrachtungen von Erregerfunktionen und Einflussgrößen, vgl. Küçükay [55], Dennin [26], Vinayak/Singh [113].

Die theoretische Untersuchung der Schwingungen in Zahnradgetrieben erfordert einen hohen Modellierungsaufwand. Mit der Entwicklung der modernen Rechentechnik wurden die experimentellen Untersuchungen zunehmend auch von numerischen Simulationen begleitet. Dabei befassten sich viele Arbeiten mit der Bestimmung der dynamischen Zahnkräfte unter Berücksichtigung von mehreren Einflussgrößen (z.B. Verzahnungsabweichungen, Profilkorrekturen, Nachgiebigkeit von Wellen und Lagern), Linke [61], Rettig [93], Börner [12], Keppler [49], Müller [76]. Für die Berechnung der dynamischen Zahnkräfte steht gegenwärtig Software zur Verfügung, z.B. das Programm DZP [36].

Die Interpretation diagnostischer Informationen erfordert neben der Betrachtung der Getriebekinematik (Bewegungsverhältnisse, kinematische Frequenzen) auch die Kenntnisse über die wesentlichen Schwingungsursachen an Getrieben. Unter

Verwendung des bereits eingeführten einfachsten Ersatzmodells werden prinzipielle Überlegungen zu den Auswirkungen von Zahnfehlern und Zahnschäden auf das Schwingungssignal vorgestellt. Die gewonnenen Kenntnisse können eine geeignete Auswahl von Analyseverfahren für die Diagnose ermöglichen und somit die Bildung von Diagnosemerkmalen unterstützen. Die signalmodellgestützte Diagnose wurde von El Badaoui u.a [30], Horward u.a. [42], Velex/Maatar [112] angewendet.

2.1 Beschreibung der Haupterregungsquellen

2.1.1 Anregungsmechanismen

Ein Zahnradgetriebe bildet ein sehr komplexes schwingungsfähiges System. Die Schwingungsanregung findet in erster Linie durch die Folgen des Zahneingriffs statt. Dies bedeutet, dass auch in einem völlig intakten Getriebe Schwingungen erzeugt werden. Nur ein sehr kleiner Teil dieser Schwingungen wird über den Luftschall direkt auf die Gehäuse übertragen, während der größte Teil (etwa 90%) in Form von Schwingungsenergie über die Wellen und Lager zum Gehäuse fließt und dort als Körperschall abgestrahlt wird.

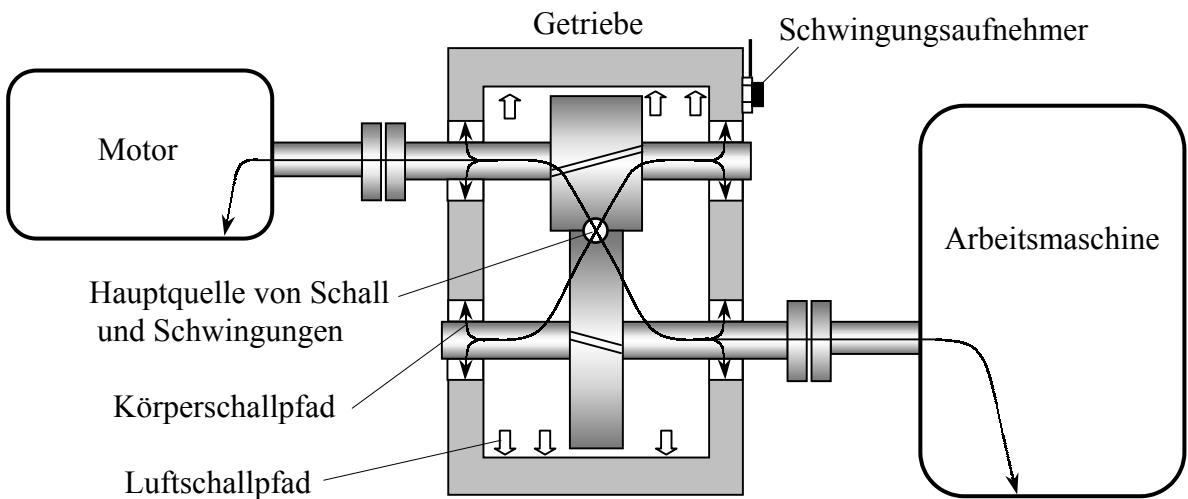


Bild 2.1: Typische Übertragungswege von Körperschall

Zwischen den im Eingriff befindlichen einzelnen Zahnpaaren treten Kräfte auf, die als Momente vom Antriebsmotor in das Getriebe eingeleitet und von dort als Momente auf die Arbeitsmaschine übertragen werden. Diese Kräfte werden als die *statischen Zahnkräfte* bezeichnet. Durch die vorhandenen Erregungsquellen können die *dynamischen Zahnkräfte* (die insgesamt in der Verzahnung eines laufendes Getriebes

auftretenden Kräfte) wesentlich größer sein als die eigentlich zu übertragenden statischen Kräfte. Die aus der dynamischen Zahnkraft folgende Lagerreaktionskraft führt zu dem im Gehäuse wirkenden Körperschall und damit zu mechanischen Schwingungen am Gehäuse.

Die Erregungsquellen lassen sich folgendermaßen separieren:

- Wesentliche *äußere Erregerquellen*: Schwankungen des An- und Abtriebmoments und Drehzahlschwankungen der An- und Abtriebswelle, die technologisch bedingt sein können, z.B. bei Kolbenmaschinen.
- Als *innere Erregerquellen* kommen insbesondere die folgenden Ursachen in Betracht:
 - Schwankungen der Verzahnungssteifigkeit $c_z(t)$, die durch den Wechsel zwischen Einzel- und Doppeleingriff bzw. Mehrfacheingriff entstehen. Diese Erregung ist eine Parametererregung, die auch bei geometrisch einwandfreier Verzahnung auftritt, vgl. Magnus [69].
 - Fehlerbedingte Erregungen, die auf Verzahnungsabweichungen (z.B. Profilformabweichung, Teilungsabweichung, Rundlaufabweichung,...) zurückzuführen sind. Schadensbedingte Erregungen, die von Verzahnungsschäden hervorgerufen werden, vgl. Niemann/Winter [79], Linke [61].
 - Stoßerregungen bei der Verzahnung, besonders der Eingriffsstoß aufgrund großer Zahnverformungen unter Last.
 - Wälzkreisimpuls aufgrund der Richtungsänderung der Gleitbewegung der beiden Zahnflanken im Wälzpunkt.

Zahnschäden, die im Schwingungssignal erkannt werden können, stehen im Zusammenhang mit inneren Erregungsquellen. Die Erregung aufgrund der Reibkräfte, die durch die immer auftretende Gleit- und Wälzreibung der an der Kraftübertragung beteiligten Zahnflanken entstehen, hat meist energiearme Schwingungen zur Folge. Für die Verzahnungsdiagnose ist sie deshalb nur von untergeordneter Bedeutung, vgl. Howard u.a. [42].

2.1.2 Parametererregung und amplitudenmodulierte Schwingungen

Der Quotient aus der Zahnkraft und der daraus resultierenden Verformung wird als Verzahnungssteifigkeit (oder Gesamt-Zahnfedersteifigkeit) bezeichnet, vgl. DIN 3990 [133]. Zur Berechnung der Verzahnungssteifigkeit mit exaktem Zahnflankenprofil steht Software zur Verfügung z.B. [129], [130]. Dabei ergibt sich die Gesamt-Zahnfedersteifigkeit durch Superposition der zunächst berechneten Einzel-Zahnfedersteifigkeiten der sich momentan im Eingriff befindlichen Zahnpaare, vgl. dazu Keppler [49]. Die Verzahnungssteifigkeit jeder Zahnradsstufe ändert sich im Takte der Zahneingriffs frequenz f_z . Die Verzahnungsgeometrie der Zahnradsstufe beeinflusst unmittelbar den Verlauf der Zahneingriffssteifigkeit und damit die Schwingungsanregung. Dies gilt insbesondere für die geometrischen Größen Profilüberdeckung ε_α und Sprungüberdeckung ε_β (oder Gesamtüberdeckung $\varepsilon = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta$). Bei der Geradverzahnung (meist $\varepsilon_\alpha = 1,1 \dots 1,5$; $\varepsilon_\beta = 0$) befinden sich nur ein bis zwei Zähne in Eingriff. Bei der Schrägverzahnung ist die Gesamtüberdeckung gegenüber der Geradverzahnung wesentlich höher ($\varepsilon_\beta > 1$), dadurch schwankt die Verzahnungssteifigkeit nur geringfügig, vgl. Bild 2.2.

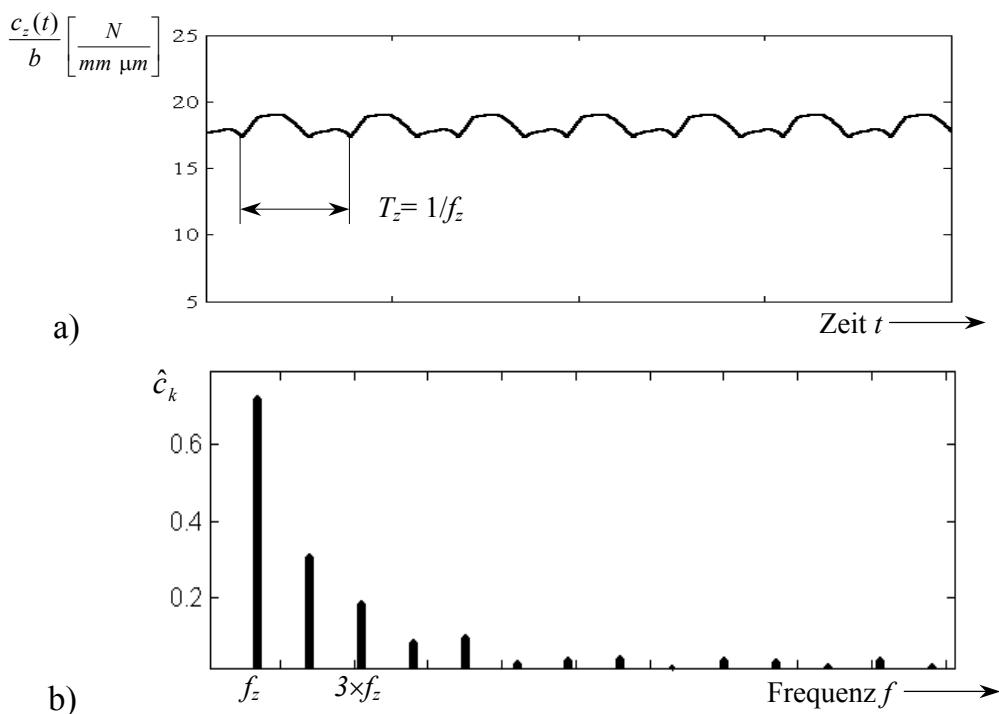


Bild 2.2: Zur Berechnung der Verzahnungssteifigkeit mit Daten von Tabellen 5.1
a) Zeitverlauf, b) typisches Frequenzspektrum

Es wird nun ein einstufiges Stirnradgetriebe betrachtet. Bei der Modellierung werden lediglich die Torsionswinkel φ_1 und φ_2 von Ritzel und Rad berücksichtigt. Dabei werden die sich im Eingriff befindlichen Zahnpaare als parallelgeschaltete Feder-Dämpfer-Elemente ohne Spiel modelliert (siehe Bild 2.3). Die Zahnfehler werden als Verschiebung der Angriffspunkte der Koppelemente, d.h. als Wegerregung $e(t)$ modelliert, vgl. Blankenship/Singh [9]. Um die prinzipiellen Zusammenhänge zwischen den einzelnen Erregungsquellen und der Schwingungsantwort aufzuzeigen, sei auf die getrennte Betrachtung jedes Zahnpaares verzichtet. Bei konstanter Drehzahl wird die Verzahnungssteifigkeit $c_z(t)$ und die aus den Abweichungen resultierende Erregungsfunktion $e(t)$ in Form von Fourier-Reihen beschrieben. Außerdem wird die Dämpfung der gesamten Verzahnung vernachlässigt.

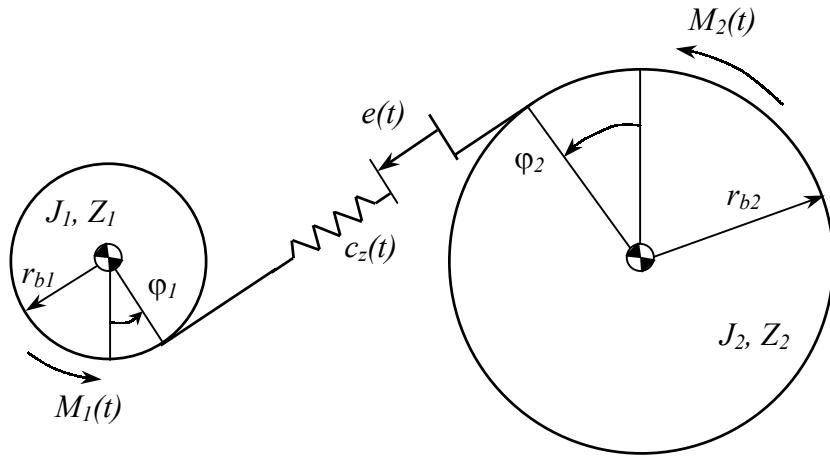


Bild 2.3: Minimalmodell einer fehlerhaften Verzahnung

Die Bewegungsgleichungen für das Schwingungsmodell lauten:

$$J_1 \ddot{\varphi}_1 + r_{b1} c_z(t) [r_{b1} \varphi_1 + r_{b2} \varphi_2 + e(t)] = M_1(t) \quad (2.1)$$

$$J_2 \ddot{\varphi}_2 + r_{b2} c_z(t) [r_{b1} \varphi_1 + r_{b2} \varphi_2 + e(t)] = M_2(t) \quad (2.2)$$

Darin bedeuten:

J_1, J_2 Massenträgheitsmomente; r_{b1}, r_{b2} Grundkreisradien;

$c_z(t)$ Verzahnungssteifigkeit;

$e(t)$ Fehlerfunktion aus Verzahnungsabweichungen;

$M_1(t), M_2(t)$ An- und Abtriebmoment.

Mit der Einführung des Federweges als neue Koordinate

$$q = r_{b1}\varphi_1 + r_{b2}\varphi_2 \quad (2.3)$$

kann man aus (2.1) und (2.2) folgende Gleichung gewinnen:

$$m_{red}\ddot{q} + c_z(t)q = F(t) - c_z(t)e(t) = F(t) - h(t) \quad (2.4)$$

mit $m_{red} = \frac{J_1 J_2}{J_1 r_{b2}^2 + J_2 r_{b1}^2}; \quad F(t) = m_{red} \left(\frac{M_1(t)r_{b1}}{J_1} + \frac{M_2(t)r_{b2}}{J_2} \right) \quad (2.5)$

Die neu eingeführte Koordinate $q(t)$ beschreibt die Zahnfederauslenkung in Richtung der Eingriffslinie. Die lineare Differentialgleichung (2.4) beschreibt eine Kombination von erzwungenen und parametererregten Schwingungen.

Der periodische Verlauf der Verzahnungssteifigkeit $c_z(t)$ lässt sich durch Fourier-Koeffizienten \hat{c}_k und die Grundfrequenz $f_z = Z_1 f_{n1} = Z_2 f_{n2}$ (Zahneingriffs frequenz) wie folgt beschreiben:

$$c_z(t) = \bar{c}_{z0} + \sum_k \hat{c}_k \cos(k2\pi f_z t + \phi_k) \quad (2.6)$$

Die Funktion $e(t)$ ergibt sich aus der Abweichungen beider Räder und ist in der Regel periodisch mit der Drehfrequenz, vgl. [9], [76]. Im allgemeinen Fall, bei dem die ausgeprägten Verzahnungsabweichungen an beiden Rädern auftreten, kann man die Funktion $e(t)$ als eine Überlagerung von zwei Fourier-Reihen mit den Grundfrequenzen f_{n1} und f_{n2} (Drehfrequenz von beiden Zahnrädern) beschreiben:

$$e(t) = \sum_l \hat{e}_{1l} \cos(l2\pi f_{n1} t + \phi_l) + \sum_m \hat{e}_{2m} \cos(m2\pi f_{n2} t + \phi_m) \quad (2.7)$$

Hier sind l und m die Ordnung der Harmonischen der Drehfrequenzen der Zahnräder. Dann ergibt die Erregerfunktion $h(t)$ in der rechten Seite der Gleichung (2.4):

$$h(t) = c_z(t)e(t) = \left[\bar{c}_{z0} + \sum_k \hat{c}_k \cos(k2\pi f_z t + \phi_k) \right] \times \left[\sum_l \hat{e}_{1l} \cos(l2\pi f_{n1} t + \phi_l) + \sum_m \hat{e}_{2m} \cos(m2\pi f_{n2} t + \phi_m) \right] \quad (2.8)$$

Für die Fehler- und Schadensdiagnose wird nun die Erregerfunktionen $h(t)$ in Gl. (2.8) betrachtet. Dabei gibt es folgende Möglichkeiten:

Bei abweichungsfreier Verzahnung ($e(t) = 0$), konstanter Drehzahl und konstantem An- und Abtriebsmoment tritt nur die Parametererregung auf. Im Erregerspektrum sind die Zahneingriffs frequenz f_z und deren ganzzahlige Vielfache (Zahneingriffsharmonische) zu erwarten, vgl. Bild 2.2b.

Bei der abweichungsbehafteten Verzahnung (oder auch bei geschädigten Verzahnungen, z.B. Verschleißschäden) entsteht neben der Parametererregung zusätzlich die „Störerregung“, die in Gl. (2.8) als Erregerfunktion $h(t)$ bezeichnet ist.

Anwendung eines Additionstheorems auf den k -ten und l -ten Summanden aus Gl. (2.8) liefert:

$$\begin{aligned} \hat{c}_k \cos(k2\pi f_z t + \phi_k) \hat{e}_{1l} \cos(l2\pi f_{n1} t + \phi_l) = \\ \frac{\hat{c}_k \hat{e}_{1l}}{2} \cos[2\pi(kf_z - lf_{n1})t + \phi_k - \phi_l] + \frac{\hat{c}_k \hat{e}_{1l}}{2} \cos[2\pi(kf_z + lf_{n1})t + \phi_k + \phi_l] \end{aligned} \quad (2.9)$$

Die Gleichung (2.9) lässt erkennen, dass amplitudenmodulierte harmonische Zeitfunktionen als Summe von mehreren harmonischen Funktionen aufgefasst werden können. Die Amplitudenmodulation (Multiplikation von Trägersignal und Modulationssignal) äußert sich im zugehörigen Spektrum durch *Seitenbandstrukturen* links und rechts der *Trägerfrequenzen* kf_z im Abstand der *Modulationsfrequenzen* lf_{n1} . Für die m -ten Summanden gilt der gleiche Zusammenhang. In den Abschnitten 2.3 und 4.2 werden Folgerungen aus diesem Modulationseffekt ausführlicher beschrieben.

2.1.3 Eingriffsstoß und Eigenschwingungen

Bei der Untersuchung von Stoßvorgängen beim Zahneingriff ist wesentlich zwischen dem Spielstoß aufgrund von Flankenabheben und dem Eintritts- oder Eingriffsstoß aufgrund der Zahnverformung unter Last zu unterscheiden.

Bei leistungsübertragenden Zahnradstufen tritt Flankenabheben meist nur bei großen Lastschwankungen und/oder bei hohen dynamischen Zusatzkräften infolge der inneren Anregungen auf. Dabei werden die dynamischen Auslenkungen der Zahnfeder größer als die statische Auslenkung. Der Stoß entsteht nach dem Durchlaufen des Flankenspiels und dem Aufschlagen auf Vorder- bzw. Rückflanke. Bei gering oder nicht belasteten Zahnstufen, wie z.B. die Losräder eines Kfz-Schaltgetriebes, entsteht ein

reines Stoßproblem des Losrades innerhalb des Flankenspiels mit dem Gegenrad. Die Stöße und die dadurch angeregten Schwingungen, die als „Rasselschwingungen“ bezeichnet werden, stellen eine der wesentlichen Geräuschquellen in Schaltgetrieben dar, vgl. dazu Küçükay [55].

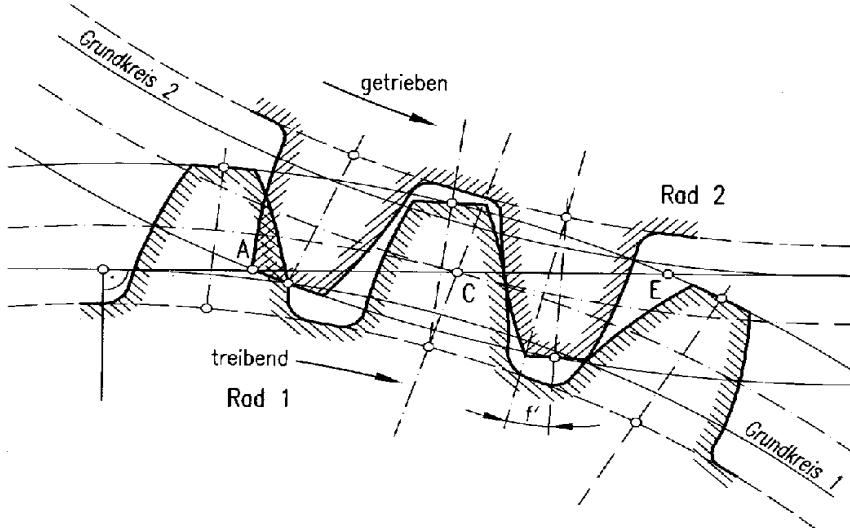


Bild 2.4: *Eingriffsstoß aufgrund der Zahnverformung unter Last (aus Oster [83])*

Infolge der Kraftübertragung verbiegen sich die in Eingriff stehenden belasteten Zähne. Durch die entstehende Verlagerung der Zahnflanken dreht sich das treibende Rad in Gegenrichtung des getriebenen Rades. Bild 2.4 zeigt schematisch die Eingriffsstörung am Beginn des theoretischen Eingriffsstrecke: Aufgrund der großen Zahnverformung würden die Zahnflanken am Beginn des Eingriffsgebietes ineinander „eindringen“. Infolge der elastischen Zahnverformung verändert sich die effektive Teilung zum nachfolgenden, unbelasteten Zahn, so dass der Eingriffsbeginn für das nachfolgende Zahnpaar vom theoretischen Beginn der Eingriffsstrecke in Berührungs punkt zum Punkt des vorzeitigen Eingriffs vorverlagert wird. Die Flanke des getriebenen Rades trifft auf die Flanke des treibenden Rades. Es entsteht daher der *Eingriffsstoß*.

In vielen Untersuchungen wird der Eingriffsstoß aufgrund der Zahnverformung als eine Ursache der Geräuschanregung berücksichtigt. Mit zunehmender Belastung und Umfanggeschwindigkeit steigt auch die Stoßanregung. Ebenso haben Fertigungsfehler Einfluss auf den Stoß. Man kann dabei den Einfluss des Eingriffstoßes durch konstruktive Maßnahmen, z.B. geeignete Profilkorrekturen, verringern. Bei einer fehlerfreien Verzahnung ist dieser verformungsbedingte Eingriffsstoß jedoch nur energiearm, Müller [76].

Hinsichtlich der Verzahnungsdiagnose spielt die Betrachtung des Eingriffstoßes eine wichtige Rolle. Die Zahnschäden können zur Verringerung der Verzahnungssteifigkeit und somit zur Erhöhung der Zahnverformung unter Last führen. Infolge der starken Zahnverformung entsteht der energiereiche Eingriffstoß, der die Eigenschwingungen der Getriebestruktur zur Folge hat. Deshalb lassen sich aufgrund der Wirkung des Eingriffsstoßes die schadensrelevanten Merkmale im Schwingungssignal erkennen, vgl. dazu Abschnitt 2.3.

2.2 Arten und Ursachen von Schäden und Fehlern

Zunächst sollen die Begriffe *Fehler* und *Schaden* abgegrenzt werden:

- Unter Verzahnungsfehlern versteht man Verzahnungsabweichungen, die zum Zeitpunkt des Einbaus schon vorhanden sind (Fertigungsfehler) oder durch diesen hervorgerufen werden (Montagefehler). Die wesentlichen Montagefehler sind Ausrichtungsfehler und Rundlaufabweichung (*globale Verzahnungsfehler*). Die typischen Fertigungsfehler sind Abweichungen von der idealen Zahnflankengeometrie (z.B. Profilformabweichung, Flankenlinienabweichung,...) und Teilungsabweichungen (*lokale Verzahnungsfehler*), vgl. DIN 3960 [131].
- Der Schaden ist eine Veränderung an einem Bauteil, durch die seine Funktion beeinträchtigt oder unmöglich gemacht wird (betrieblich auftretender Fehler), VDI Richtlinie 3822 [134]. Nach DIN 3979 [132] wird der Begriff des Schadens an einer Verzahnung oder an einem einzelnen Zahn auf alle erkennbaren Veränderungen der Zahnoberfläche oder der Zahnform während der Laufzeit des Getriebes erweitert. Es werden dort bereits 27 verschiedene Schadensarten von Verzahnungen genannt. Eine weitere umfangreiche Aufstellung von Schäden in Zahnradgetrieben ist in der Arbeit von Bartz u.a. [5] enthalten.

In Anlehnung an beide genannten Quellen werden nachfolgend die typischen Zahnschäden aufgezeigt und erläutert:

- Die *Grübchenbildung (Pitting)* ist ein Ermüdungsschaden, der an Zahnflanken auftritt. Die Zahnflanken werden in Gleitrichtung deformiert, wodurch sich Zungen bilden, deren Enden bei entgegengesetzter Wälzbewegung frühzeitig abreißen. Im ersten Stadium entstehen Poren (*Graufleckigkeit*). Große und tiefe

Grübchen sind überwiegend auf hohe Beanspruchungen zurückzuführen, während kleine, flache Grübchen mit niedriger Pressung, schlechter Oberflächengüte und ungünstigem Schmierungszustand in Verbindung stehen. In der Regel bewirken Grübchen keinen Ausfall der Verzahnung. Fortschreitende Materialabtrag der Flanke kann jedoch zu Verschlechterung des Übertragungsverhaltens führen. Bei einsatzgehärteten Zahnrädern in der Luft- und Raumfahrt sind Grübchen jedoch absolut unzulässig, da sie zu Ausgangsstellen eines Dauerbruches werden können. Auch bei Turbogetrieben müssen sie verhindert werden, weil dort Grübchen zu Schwingungen und somit zur Erhöhung von dynamischen Zusatzkräften führen.

- Der *Zahnbruch* ist das Herausbrechen ganzer bzw. größerer Teile von Zähnen. Dabei unterscheidet man zwischen *Gewaltbruch* und *Dauerbruch* (Ermüdungsbruch). Der Gewaltbruch entsteht meist durch falschen Einsatz oder durch Blockieren anderer Bauteile, da in einem solchen Fall die auftretenden Kräfte die Beanspruchungsgrenzen des Materials deutlich überschreiten. Tritt Dauerbruch ein, so ist häufig eine längere Laufzeit oberhalb der Dauerfestigkeit, meist ausgehend von Kerben, Härterissen Werkstoff- oder Wärmebehandlungsmängeln im Zahnfuß die Ursache. Der Dauerbruch schreitet sehr langsam voran, bis die verbleibende Querschnittsfläche nicht mehr in der Lage ist, die Belastung zu übertragen und der Zahn bricht. Infolge einseitigem Tragen können die Brüche auch an Zahnecken (Zahneck-Gewaltbruch oder Zahneck-Dauerbruch) auftreten.
- Ergeben sich porige Streifen oder Fressmarken im Bereich hoher Gleitgeschwindigkeit und hoher Hertz'scher Pressung, so nennt man dies *Warmfressen* (Fresser). Die Fresser treten zuerst in der Nähe des Zahnkopfes bzw. Zahnfußes auf. Wird die Grenztemperatur und die Belastungsgrenze überschritten, so können die Zahntippen örtlich miteinander verschweißen. Durch die Relativbewegung werden diese Stellen jedoch sofort wieder getrennt, weshalb es zu Materialausbrüchen kommt. *Kaltfressen* (Riefenbildung) bewirkt einen Riefenverschleiß mit erheblichem Materialabtrag bei niedrigen Umfangsgeschwindigkeiten. Diese Schadenart ist eher selten zu beobachten und tritt dann am ehesten bei vergüteten Zahnrädern grober Verzahnungsqualität auf.

- *Risse* an Zähnen haben ihre Ursache in Herstellungsmängeln. Dabei ist der Entstehungsort meistens ein Werkstofffehler, z.B. eine scharfe Kerbe. Sie können auch als *Schleifrisse* infolge einer unzulässigen Wärmebehandlung beim Verzahnungsschleifen entstehen. Die Risse können im Zahnfuß auch einen Gewaltbruch einleiten.
- *Abplatzer* sind eine spezielle Form der Pittings und entstehen bevorzugt bei niedrigen Ölviskositäten im Betrieb (vorwiegend bei hohen Getriebeöltemperaturen). Bei oberflächengehärteten Zahnrädern kommt es offensichtlich aufgrund der gleichen Schrägrisse und Poren zu großflächigeren sprödbruchartigen Flankenausbrüchen. Ihre Tiefe reicht meist bis unter die Härteschicht. Mögliche Ursachen sind in fehlerhaftem Werkstoff, Mängeln in der Wärmebehandlung oder Eigenspannungen infolge zu hoher Wärmeentwicklung beim Verzahnungsschleifen zu suchen.
- Unter *Verschleiß* wird der fortschreitende Materialverlust an den Oberflächen zweier relativ zueinander bewegter Teile verstanden. Der Verschleiß beginnt in der Regel am Ende des aktiven Profils an der Kopf- bzw. Fußflanke (am Ort der höchsten Gleitgeschwindigkeit). Es gibt mehrere Verschleißstadien. Die geringste Verschleißstufe ist Einlaufverschleiß, der den Abtrag der Rauhigkeitsspitzen an Zahnflanken in den ersten Betriebsstunden verursacht. Der Verschleißschaden erhöht sich entsprechend, wenn die im Schmiermedium enthaltenen, abgetragenen Materialteilchen oder weitere Fremdstoffe nicht durch einen geeigneten Ölfilter ausgefiltert werden. Bei ausgeprägteren Verschleißstufen wird die Lebensdauer des Getriebes durch geometrische Veränderung der Zahnflanke bzw. Oberflächenzustandes begrenzt.

2.3 Auswirkungen von Schäden und Fehlern auf das Schwingungssignal

Die im Betrieb auftretenden Schäden lassen eine wesentliche Veränderung des Schwingungssignals erwarten. Aus signalanalytischer Betrachtungsweise lassen sie sich grob in zwei Hauptgruppen unterteilen:

- *Verteilte Schäden* sind z.B. gleichmäßiger Verschleiß aller Zahnflanken eines Zahnrades, (verschleißbedingte verteilte Schäden). Hierzu zählen auch *verteilte Zahnfehler*, die durch ungünstige Verzahnungsgeometrie verursacht werden.
- Als *Einzelschäden* bezeichnet man lokal begrenzte Schäden, die an einem Zahn oder mehreren Zähnen aber ohne periodische Abhängigkeiten untereinander auftreten können, z.B. Zahnfußausbrüche, Grübchenbildung an einer Zahnflanke.

Als Messgrößen sind Kräfte und Drehmomente zwar gut für die Diagnose geeignet, sie werden aber aufgrund der schweren Zugänglichkeit meist nicht direkt erfasst. Die akustischen Signale werden erheblich durch Umgebungseinflüsse gestört, und infolge des extrem breiten Frequenzbereiches wird der Rechenaufwand bei der Signalauswertung erhöht. Deshalb wird die mechanische Größe (z.B. Weg, Geschwindigkeit, Beschleunigung der Schwingung) bevorzugt.

Die Schwingungen werden direkt am *Getriebegehäuse* in unmittelbarer Nähe der Zahnräder gemessen. Mit $x(t)$ wird das Schwingungssignal an der Meßstelle bezeichnet, unabhängig davon, ob es ein Weg, eine Geschwindigkeit oder Beschleunigung ist. Dieses Schwingungssignal wird dabei durch den *Übertragungsweg* zwischen Erregerquelle und Aufnehmer beeinflusst, d.h. durch das Schwingungssystem des jeweiligen Getriebes. Die Modellbildung und Analyse dieses komplizierten Schwingungssystems wird hier nicht untersucht. Es kann aber gesagt werden, dass das Getriebe mehrere Eigenfrequenzen, Eigenformen und auch Knotenpunkte hat, so dass die Zeitfunktionen der Schwingungen an verschiedenen Messpunkten i.a. sehr unterschiedlich sind, vgl. dazu Bild 5.9 in Abschnitt 5.3.2. Auch die Messrichtung beeinflusst die Amplituden des Spektrums des Schwingungssignals an den verschiedenen Messpunkten. Ein in der radialen Richtung zu einer Welle befestigter Aufnehmer liefert normalerweise die stärksten Schwingungen. Bei der Schrägverzahnung liefert die Messung in der axialen

Richtung zusätzlich nützliche Informationen über Axialkräfte und damit über den Getriebeszustand, vgl. Lipovszky u.a. [62].

Grundsätzlich sind im Frequenzspektrum des Schwingungssignals einer fehlerfreien Zahnradstufe bei konstanter Drehzahl und konstantem Moment die wesentlichen Erregerfrequenzen (Zahneingriffs frequenz f_z und höhere Harmonischen $k f_z$) zu erwarten (siehe Bild 2.2b). Wenn eine Harmonische der Zahneingriffs frequenz mit einer Eigenfrequenz der Bauteile (z.B. Wellen, Radkörper, Gehäuse) zusammenfällt, wird diese Frequenzkomponente im Spektrum dominieren (d.h. Resonanz höherer Ordnung). Eine zweckmäßige und verbreitete Möglichkeit, Resonanzfrequenzen zu erkennen, bietet der Hochlaufversuch, vgl. Abschnitt 4.3.1.

Im folgenden werden prinzipielle Überlegungen zu den Auswirkungen von Zahnschäden und Zahnfehlern auf das Schwingungssignal am Getriebegehäuse vorgestellt. Dabei wird das bereits eingeführte Minimalmodell verwendet. Anschließend werden weitere Einflüsse diskutiert, die im Rahmen des bestehenden Ersatzmodells nicht berücksichtigt wurden.

- Verteilte Schäden und Fehler

Wäre der Verschleiß an jeder Flanke exakt gleich, so würden sich auch die Flankengeometrie aller Zähne exakt gleich verändern (*gleichmäßig verteilte Schäden*). Resultierend würde dieses lediglich eine Erhöhung der Amplituden der Zahneingriffsharmonischen im Spektrum bewirken. Da aber exakt gleicher Verschleiß nie auftreten wird, ändern sich die Schwingungserregungen beim Eingriff jedes Zahnes unterschiedlich und somit werden die Veränderungen der Schwingungsamplituden periodisch mit der Drehfrequenz des entsprechenden Rades auftreten (Amplitudenmodulation).

Ebenfalls führt die im Radumfang verteilten Teilungsabweichung eines einzelnen Rades zur Amplitudenmodulation von Schwingungen beim Zahneingriff. Profilformabweichungen, Flankenlinienabweichungen sowie Flankenwelligkeiten haben im allgemeinen viel weniger Einfluss auf Schwingungserregungen als Teilungsfehler, vgl. Müller [76], Remmers [92], Velex/Maatar [112]. Für die Verzahnungsdiagnose sind solche Schwingungen deshalb nur von untergeordneter Bedeutung.

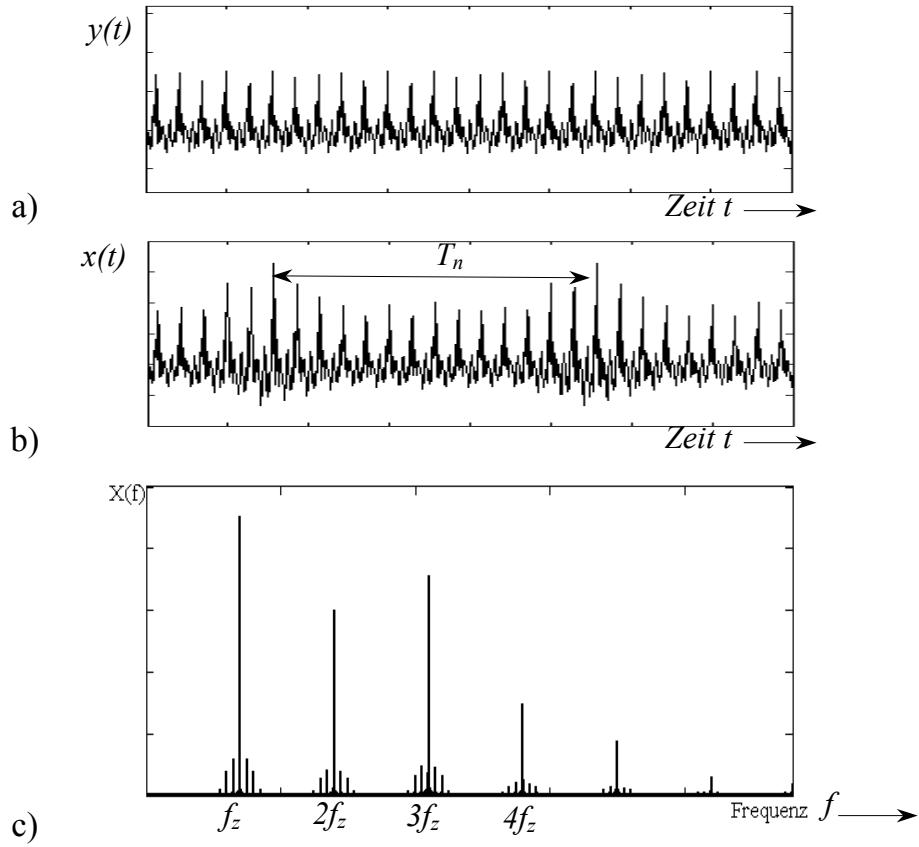


Bild 2.5: Schwingungssignal a) bei fehlerfreier Zahnstufe, b) bei ungleichmäßig verteiltem Zahnschaden ($T_n = 1/f_n$), c) Seitenbänder im Frequenzspektrum

In beiden genannten Fällen ist das Modulationssignal $a(t)$ periodisch aber nicht sinusförmig. Es wird sich demnach eine ganze Familie von Seitenbändern im Abstand von ganzzahligen Vielfachen der entsprechenden Drehfrequenz um alle Zahneingriffsharmonischen abbilden. Die Amplitude dieser Seitenbänder hängt unmittelbar mit dem Betrag der Abweichung oder mit der Schadenintensität zusammen. Wenn nur das Ritzel Verschleiß aufweist, lässt sich das Schwingungssignal $x(t)$ wie folgt beschreiben, vgl. Kolerus [53], Wang u.a. [114]:

$$x(t) = a(t) y(t) \quad (2.10)$$

$$\text{mit } y(t) = \sum_k \hat{y}_k \cos(k2\pi f_z t + \phi_k), \quad a(t) = \bar{a}_0 + \sum_l \hat{a}_l \cos(l2\pi f_{n1} t + \phi_l) \quad (2.11)$$

Bild 2.5 verdeutlicht die Auswirkung der verteilten Schäden auf das Schwingungssignal. Die Zustandsverschlechterung hat ein deutliches Hervortreten von Seitenbändern im Spektrum zur Folge, vgl. dazu Bild 4.1 in Abschnitt 4.2.

Bei einer Exzentrizität oder Unwucht eines Zahnrades kann eine rein sinusförmige Amplitudenveränderung der Schwingung beim Zahneingriff auftreten, die durch eine Verlagerung des Eingriffspunktes auf den Zahnflanken hervorgerufen werden. Deshalb werden diese Fehler als *harmonisch verteilte Fehler* bezeichnet. In diesem Fall kann für das Modulationssignal $a(t)$ aus Formel (2.11) folgender Ansatz gemacht werden:

$$a(t) = \bar{a}_0 + \hat{a}_1 \cos(2\pi f_{n1} t + \phi_1) \quad (2.12)$$

Die Gleichung (2.12) lässt erkennen, dass es sich hier nur um eine Amplitudenmodulation mit einem *sinusförmigen* Modulationssignal handelt.

Im Schwingungsspektrum können fremde Frequenzen entstehen, die aus dem Zahneingriffsmechanismus heraus nicht erklärbar sind, (die sog. *Geisterkomponenten*, Kolerus [53]). Die Ursache dafür ist bei der Zahnfertigung, z.B. Wälzfräsen, Wälzstoßen zu suchen. Teilungsfehler des Referenzrades übertragen sich auf die Teilung des gefertigten Zahnrades. Dieser Teilungsfehler äußert sich im Spektrum durch die Frequenzlinie entsprechend dem Produkt der Zähnezahl des Referenzrades mit der Drehfrequenz des aktuellen Rades und deren Vielfache.

- Einzelschäden

Im wesentlichen können Einzelschäden beim Zahneingriff zur Veränderung der Verzahnungssteifigkeit $c_z(t)$ und damit zu vorzeitigen Eingriffsstößen infolge der starken Zahnverformung unter Last führen.

Die gesamte Verformung eines Zahnrades in einem Kontaktpunkt besteht aus drei Anteilen: Hertzische Pressung, Radkörperdeformation und Zahndeformation. Dementsprechend wird die Verzahnungssteifigkeit aus Kontaktsteifigkeit, Zahnfuß-Einspannsteifigkeit und Zahnbiegesteifigkeit bestimmt. Einzelschäden verschiedener Arten beeinflussen die Verzahnungssteifigkeit in unterschiedlicher Weise. Risse am Zahnfuß sind für die Verringerung der Zahnfuß-Einspannsteifigkeit verantwortlich. Neben der Veränderung der Flankengeometrie können Einzelschäden auf Zahnflanken auch die Abnahme der Kontaktsteifigkeit zur Folge haben. Nach Plechanov [87] nimmt die Kontaktsteifigkeit bei einem fehlerfreien Zahnpaar einen bedeutenden Anteil von 20 bis 30% der Gesamt-Zahnfedersteifigkeit ein. Deshalb können die

einzelnen Flankenschäden die Verzahnungssteifigkeit erheblich beeinflussen. Bild 2.6 illustriert diesen Einfluss. Das Schadenausmaß wird durch das Verhältnis von Pittingfläche zu Zahnflankenfläche bestimmt (siehe Abschnitt 5.2). Die Auswirkung von einzelnen Flankenschäden mit verschiedenen Ausmaßen auf die Verzahnungssteifigkeit ist nachweisbar.

Zum Einfluss von Änderungen der Verzahnungssteifigkeit infolge der Einzelschäden auf die Schwingungsanregung bei Stirnradgetrieben gibt es umfangreiche Untersuchungen, vgl. dazu El Badaoui u.a. [30], Horward u.a [42], Huang/Liu [43], Kasuba [48]. Es handelt sich dabei um die Modellierung der Kontaktverhältnisse kämmender Zahnräder, die Beschreibung der Kräfte im Kontaktbereich unter Berücksichtigung der schadenbedingten kurzzeitigen Änderung der Verzahnungssteifigkeit. Es wird gezeigt, dass bei Einzelschäden amplitudenmodulierten Schwingungen auftreten können. Dabei ist das Modulationssignal $a(t)$ *impulsförmig*. Infolge des Modulationseffektes entsteht um die Zahneingriffsharmonischen eine flach verteilte Seitenbandstruktur, vgl. Bild 2.7.

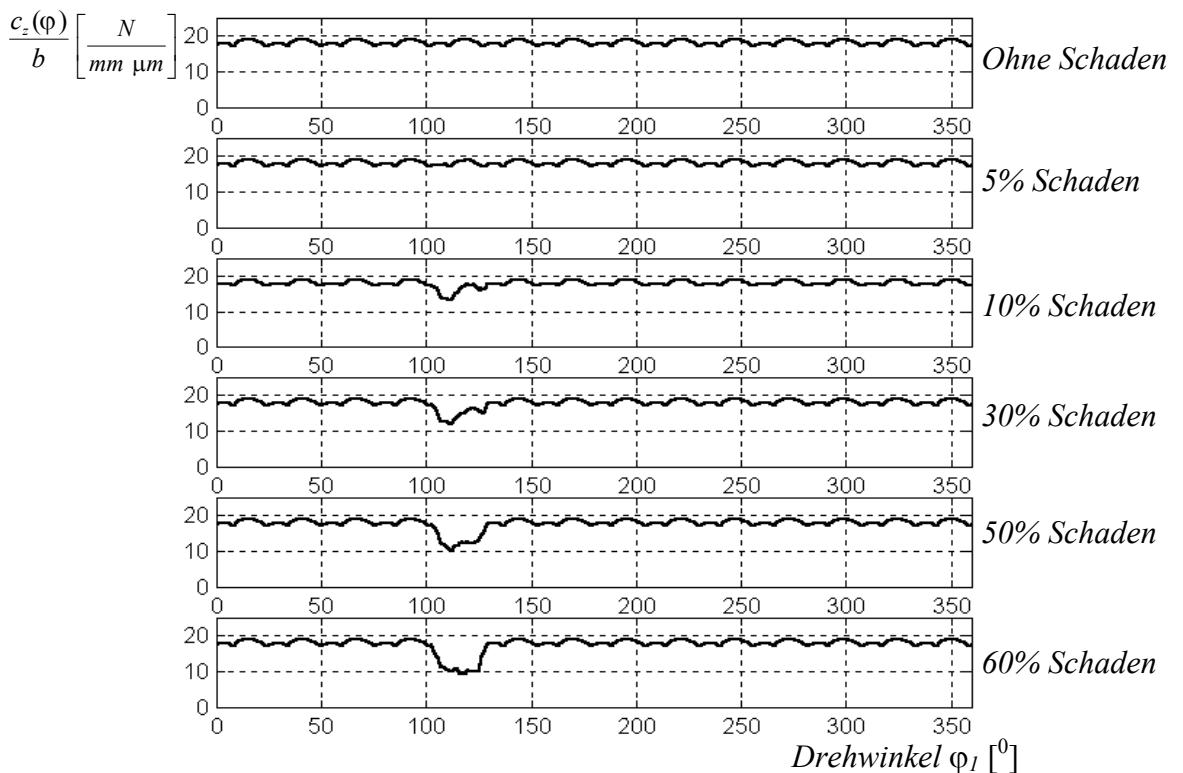


Bild 2.6: Beispiel für Einfluss von Einzelschäden an einer Zahnflanke auf die Verzahnungssteifigkeit (Berechnung mit Programm **LVR** [129], Verzahnungsdaten in Tabelle 5.1, Lastmoment $M_I = 400 \text{ Nm}$)

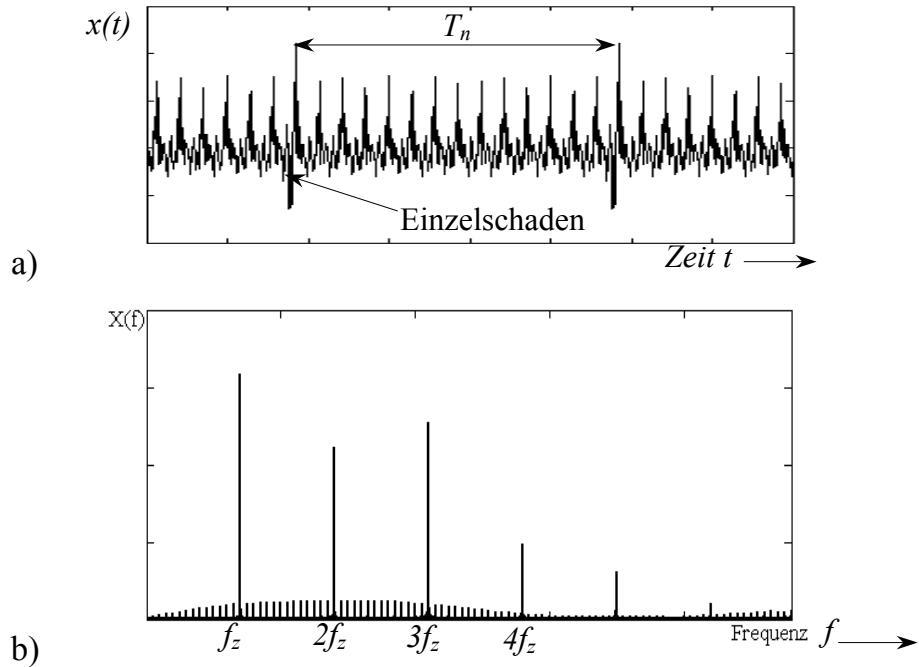


Bild 2.7: Amplitudenmodulation bei einem Einzelschaden
a) Zeitverlauf, b) Seitenbänder im Frequenzspektrum

Starke Einzelschäden können energiereiche Eingriffsstöße aufgrund der starken Zahnverformung zur Folge haben, die *freie Schwingungen* bei einigen Eigenfrequenzen der Getriebestruktur erregen. Bild 2.8 zeigt beispielhaft solche Schwingungen bei einer Eigenfrequenz.

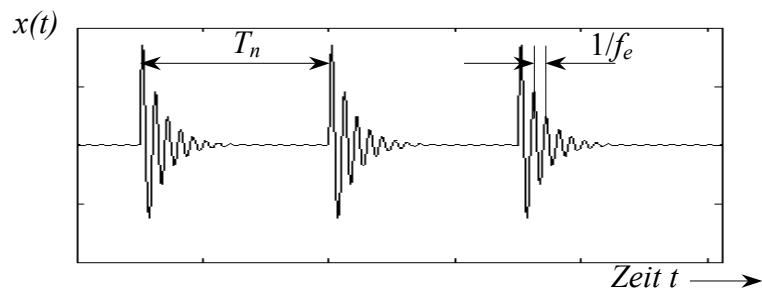


Bild 2.8: Angestoßene Eigenschwingungen bei einem Einzelschaden infolge vorzeitigem Eingriffsstoß

Von besonderem Interesse für die Diagnose von Einzelschäden sind schadensbedingte angestoßene Schwingungen, welche bei *Eigenfrequenzen des Getriebegehäuses* und bei *Torsionseigenfrequenzen der Radwellen* auftreten können, vgl. dazu Klein [52], Lipovszky u.a. [62].

Die freien Schwingungen der Radkörper treten in diesem Fall selten auf, weil die erste Torsionseigenfrequenz des Radkörpers bei starrer Wellen-Nabe-Verbindung im hohem

Frequenzbereich (über 5 kHz) liegt. Freie Schwingungen eines Zahnes infolge des Eingriffstoßes treten im Frequenzbereich von 20 bis 40 kHz auf, vgl. Müller [76]. Deshalb können solche Schwingungen durch die Körperschallmessung nicht erfasst werden.

Verteilte Zahnschäden (auch fertigungsbedingte Zahnfehler) und Einzelschäden treten häufig gleichzeitig auf, so dass sich komplizierte Schwingungssignale und vielfältige spektrale Mischformen ergeben können.

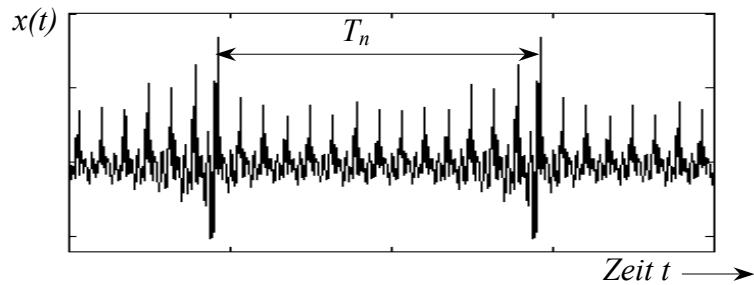


Bild 2.9: *Schwingungssignal beim Auftreten von verteilten Schäden und einem Einzelschaden*

Neben den Auswirkungen von Schäden und Fehlern spielen die Betriebsbedingungen (Momente, Drehzahl) für die Schwingungen beim Zahneingriff eine Rolle. Die technologisch bedingte Lastschwankung kann ebenfalls zur Amplitudenmodulationen führen, vgl. Klein [52]. Die *Frequenzmodulation* ist bei Getrieben an Schwankungen der Drehzahl gebunden. Dieser Modulationseffekt wird in Abschnitt 4.3 mittels Zeit-Frequenz-Analyse speziell behandelt.

3 Methoden der Zeit-Frequenz-Analyse

3.1 Allgemeines

Die Zeit-Frequenz-Analyse erlaubt, die Verteilung der gesamten Signalenergie gleichzeitig über Frequenz und Zeit zu ermitteln, darzustellen und zu zeigen, wann bestimmte Anteile der Signalenergie mit welcher Frequenz auftreten. Die mathematischen Funktionen, die Verbunddarstellung im Zeit- und Frequenzbereich (*Zeit-Frequenz-Darstellung - ZFD*) ermöglichen, werden als *Zeit-Frequenz-Verteilungen* (ZFVs) bezeichnet. Die mathematischen Eigenschaften der ZFVs wie z. B. Verschiebungsinvarianz und Marginalität werden in zahlreichen Arbeiten z.B. [11], [19] diskutiert.

Bei der Auswahl eines geeigneten Analyseverfahrens muss ein Kompromiss zwischen Einfachheit, Interpretierbarkeit und Genauigkeit jeder ZFV eingegangen werden. *Einfachheit* bedeutet, dass die verwendete ZFV wenige Eingangsparameter und einen schnellen Rechenalgorithmus besitzt und somit keinen großen Rechenaufwand benötigt. Die *Interpretierbarkeit* steht im Zusammenhang mit der Positivität der Transformation und mit den Maßnahmen zur Beseitigung oder Verminderung von Interferenzkomponenten, die die Interpretation der Ergebnisse erschweren, vgl. Abschn. 3.3. Die Konzentration der Signalenergie in der Zeit-Frequenz-Ebene setzt die *Genauigkeit* der ZFV voraus. Die erreichbare Zeit-Frequenz-Auflösung ist jedoch meist durch die *Unschärferelation* [11] für Zeit und Frequenz begrenzt. Wenn eine ZFV für die Analyse gewählt ist, spielen die Parameter von *Elementfunktionen*, z.B. Fensterfunktionen, Kernfunktionen und Basis-Wavelets eine wesentliche Rolle. Sie besitzen maßgeblichen Einfluss auf die Analyseergebnisse. Die Parameterwerte können adaptiv zu dem analysierten Signal durch Optimierung ermittelt werden. Diese Vorgehensweise wird in der Literatur als adaptive Zeit-Frequenz-Verteilungen bezeichnet. Sie erfordern einen hohen Rechenaufwand vgl. [3], [4], [47].

Die Verfahren der Zeit-Frequenz-Analyse sind grundlegend in lineare und nichtlineare Zeit-Frequenz-Verteilungen zu unterscheiden, vgl. [57]. Die Einordnung erfolgt gemäß der Ordnung des inneren Signalprodukts der verwendeten Transformationsgleichung. So spricht man von linearen ZFV: $ZFV_x(x(t))$, quadratischen ZFV : $ZFV_x(x(t)^2)$.

Außerdem führt die Verbesserung der Interpretierbarkeit quadratischer ZFV zur Entwicklung von ZFV höherer Ordnung, auf die hier nicht eingegangen werden kann, vgl. dazu [57], [66].

Zur Gruppe der linearen Zeit-Frequenz-Verteilungen gehören diejenigen, die das Superpositionsprinzip

$$x(t) = a_1 x_1(t) + a_2 x_2(t)$$

$$\text{ZFV}_x(t, f) = a_1 \text{ZFV}_{x_1}(t, f) + a_2 \text{ZFV}_{x_2}(t, f)$$

erfüllen. Die einfachste Methode dieser Gruppe ist die Kurzzeit-Fourier-Transformation (STFT). Verwendung findet meist die als Spektrogramm bezeichnete quadrierte Version der STFT. Der bekannteste Vertreter der linearen Zeit-Frequenz-Verteilungen ist die *Wavelet-Transformation* (WT). Sie ist insbesondere durch ihre vielfältigen Anwendungen in verschiedenen technischen Bereichen unter dem Begriff „*Wavelet-Analyse*“ bekannt. Sie gilt als Alternative zu den bisher üblichen Methoden der Signalanalyse, die auf der Fourieranalyse beruhen. Seit den achtziger Jahren des 20. Jahrhunderts wurde die WT mathematisch aufbereitet und auf ein breites Fundament gestellt [10], [22], [25], [41], [67], [68], [75], [103], [119].

Die WT ist ein leistungsfähiges Werkzeug für die Analyse nichtstationärer bzw. transienter Vorgänge. Sie wird schon seit Jahren im Maschinenbau und vor allem in den Bereichen der Maschinen- und Anlagenüberwachung sowie der Maschinendiagnostik erfolgreich verwendet. Peter u.a. [86], Rubini/Meneghetti [95] nutzten die *kontinuierliche WT* als signalanalytisches Mittel zur Wälzlagerdiagnose. Berger u.a. [8] verwendeten die *diskrete WT* für die Analyse von den bei Zerspanungsprozessen gemessenen Schnittkräften. Die weiteren Anwendungen der Wavelet-Analyse zur Erkennung von Schädigung der Schneidwerkzeuge findet man auch in den Arbeiten von Dreisig/Nguyen [28], Lee/Tarn [58], Tansel u.a. [107]. Anwendungen der WT sowohl in kontinuierlicher als auch diskreter Form zur Zahnfehlererkennung an Zahnrädergetrieben werden näher im Abschnitt 4.3 beschrieben.

Ein Beispiel für das Erkennen von Rissen in Rotor-Lagersystemen lieferten Prabhakar u.a. [88]. Dort wurde die WT mit Daubechies-Wavelet zur Analyse von den bei kritischen Drehzahlen gemessenen Schwingungssignalen benutzt. In der Arbeit von

Ser-Tong Quek u.a. [96] schlugen die Autoren einen Weg zur besseren Erkennung von Rissen in Balken mittels Wavelet-Analyse vor. Dabei wurden das Gabor-Wavelet für die Analyse von Schwingungsantwortsignalen der angerissenen Balken genutzt. Die Lage eines entstehenden Risses konnte dadurch relativ genau festgestellt werden.

Eine weitere Anwendungsmöglichkeit der Wavelet-Analyse ist die effektive Unterdrückung des Rauschanteiles im Signal. Jing Lin/Qu [46] verwendeten die Methode von Donoho [27] zur Rauschunterdrückung bei an einem Zahnradgetriebe gemessenen Signalen. Auch die Arbeit von Kim/Hong [50] beruht auf diesen Verfahren zur Unterdrückung von weißem Rauschen, das sich mit dem gemessenen Frequenzgang eines Schwingungsmodells überlagert. Anhand ihrer nützlichen Zeit-Frequenz Eigenschaften wurde die Wavelet-Analyse auch zur Untersuchung des Schwingungsverhaltens von nichtlinearen Schwingungssystemen (Staszewski [98]) und linearen Systemen mit zeitlich veränderlichen Parametern (Ghanem/Romeo [38], Pernot/Lamarque [85]) sowie für Aufgaben der Parameteridentifikation (Gaul/Hurlebaus [35], Robertson u.a. [94], Tang [106]) angewendet.

Auf der Grundlage der diskreten WT existieren schnelle Algorithmen, die weniger Rechenzeit als die schnelle Fourier-Transformation (FFT) benötigen. Die Ergebnisse der diskreten WT werden als sogenannte Waveletkoeffizienten bezeichnet. Klein [51] und Staszewski [99] untersuchten die Merkmalextraktion und Datenreduktion zur langfristigen Maschinenüberwachung mittels Bewertung der Waveletkoeffizienten. Liu/Ling [64] beschäftigten sich mit der Auswahl geeigneter Wavelet-Basen, deren Waveletkoeffizienten eine hohe Empfindlichkeit gegenüber einer Änderung des Signals besitzen, um die Diagnoseschärfe zu erhöhen. Niu, u.a. [80] verwendeten die diskreten WT zur Gewinnung von mit der Abstumpfung von Schneidwerkzeugen korrelierenden Diagnosemerkmalen und kombinierten sie mit künstlichen neuronalen Netzen zur multivariaten Diagnose.

Im Wesentlichen können die quadratischen Zeit-Frequenz-Verteilungen in die *Cohen's Klasse* und die *affine Klasse* eingeteilt werden. Die Cohen's Klasse besitzt die bekannteren ZFV. Einige typische ZFV dieser Klasse werden im Abschnitt 3.3 behandelt. Theoretische Grundlagen für ZFVs der affinen Klasse findet man bei Kühn [57]. Die quadratische Zeit-Frequenz-Verteilungen zeigen eine wesentlich bessere

Zeit-Frequenz-Auflösung als die linearen. Neben diesen günstigen Eigenschaften führt ihre quadratische Struktur aber auch zur Bildung von Interferenztermen zwischen Signalkomponenten, die die Interpretierbarkeit der Ergebnisse beeinträchtigen.

Seit den achtziger Jahren des 20. Jahrhunderts befassen sich Wissenschaftler intensiv mit der Anwendung der Cohen's Klasse in der Signalverarbeitung. In den letzten zehn Jahren wurden sehr viele neue Kenntnisse gewonnen und veröffentlicht. Zum Gebiet der Maschinendiagnose gibt es die Arbeiten von Forrester [31], Gaberson [34], Hammond/White [40], Oehlmann u.a. [81]. Unter Nutzung der verschiedenen quadratischen ZFV der Cohen's Klasse entwickelten Iwanow/Meltzer [45] ein neues Verfahren zur Bildung von Ordnungsspektren aus nichtstationären Signalen. Das Verfahren ermöglicht die Diagnose von rotierenden Maschinen bei veränderlichen Drehzahlen. Förster [32] verwendete die ZFVs der Cohen's Klasse zur Auswertung der instationären Signale und untersuchte die Umsetzung der Analyseergebnisse in einen Signalanalysator mit Echtzeiteigenschaften. Eine weitere Anwendung dieser ZFVs zur Prozessüberwachung beim Drehen, Fräsen und Umformpressen findet man in [57]. König [54] benutzt bei der frühzeitigen Erkennung des Klopfens bei klopfgeregelten Ottomotoren die Wigner-Ville-Verteilung (WV) und ihre geglätteten Versionen wie z.B. Pseudo-WV zur Auswertung der gemessenen Körperschallsignale und zur Bestimmung des Verlaufes der zeitabhängigen Momentanfrequenz der einzelnen Resonanzmoden. In Veröffentlichungen von Zschieschang/Dresig [124] und Zschieschang [125] werden verschiedene Zeit-Frequenz-Verteilungen bei der Merkmalbildung zur Identifikation von störenden Schwingungsursachen an Mechanismen erfolgreich angewendet. In den Arbeiten erfolgte eine Zusammensetzung der typischen Schwingungseffekte bei Mechanismen und die Zuordnung der zugehörigen wesentlichen Merkmale im Zeit-Frequenz-Bereich.

3.2 Wavelet-Transformation

3.2.1 Kontinuierliche Wavelet-Transformation

Bei der gefensterten Fourier-Transformation oder Kurzzeit-Fourier-Transformation (STFT) wird das Signal in kurze Zeitabschnitte mittels *Fensterfunktion* $g(t)$ zerlegt und danach der Frequenzinhalt jedes Signalabschnitts mittels Fourier-Transformation bestimmt:

$$\text{STFT}(\tau, f) = \langle x(t), g_{\tau,f}(t) \rangle = \langle x(t), g(t-\tau) e^{-j2\pi f t} \rangle = \int_{-\infty}^{+\infty} x(t) g(t-\tau) e^{-j2\pi f t} dt \quad (3.1)$$

Für gegebenes τ ($\tau \in \mathbf{R}$) stellt die Funktion $g(t-\tau)$ in (3.1) das um τ nach rechts (falls $\tau > 0$) verschobene $g(t)$ dar. Dadurch ergibt sich die simultane Lokalisierung bezüglich der Zeit- und Frequenzvariablen. Besonders verbreitet ist das Gauß-Fenster. Die zugehörige Transformation wird auch als Gabor-Transformation bezeichnet [33], [89]. Das Betragsquadrat der STFT ergibt das *Spektrogramm* (SP), das in guter Näherung als Verteilung der Signalenergie über der Zeit und Frequenz interpretiert wird.

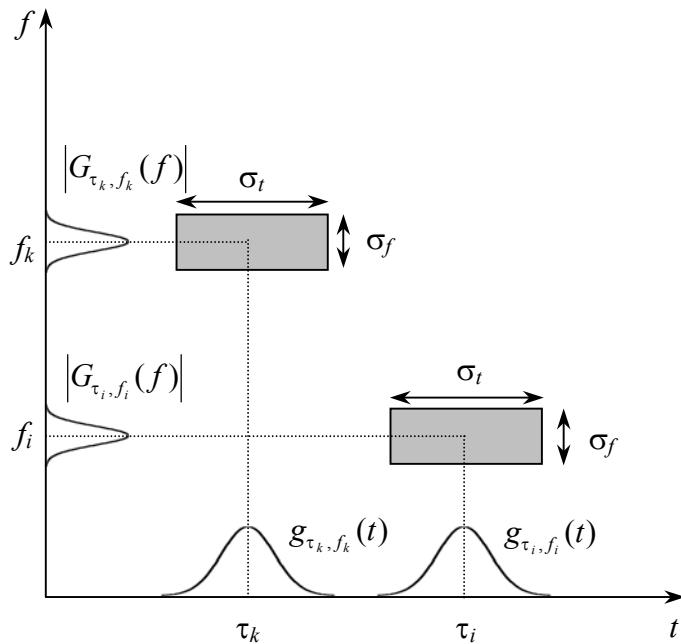


Bild 3.1 : Zeit- und Frequenzauflösung von STFT

Der wesentliche Nachteil der STFT besteht in einem festen Zusammenhang zwischen der Zeitspanne σ_t und der Bandbreite σ_f (Momente zweiter Ordnung aus der verwendeten Fensterfunktion) durch die Unschärfe-relation, Boashash [11], vgl. Bild 3.1. Eine

Verbesserung der Lokalisierung im Zeitbereich bewirkt eine Verschlechterung der Frequenzauflösung und umgekehrt. Deshalb beschränkt sich die Anwendung der STFT vorwiegend auf Signale mit zeitlich langsam veränderliche Frequenzanteilen.

Eine Funktion $\psi(t)$, die die folgenden Zulässigkeitsbedingungen (3.2) erfüllt, wird dann als *Basis-Wavelet* oder einfach *Wavelet* bezeichnet (Louis u.a. [67], Mallat [68]):

$$\|\psi\| = \left(\int_{-\infty}^{+\infty} |\psi(t)|^2 dt \right)^{\frac{1}{2}} = 1; \quad \Psi(0) = \int_{-\infty}^{+\infty} \psi(\tau) d\tau = 0 \quad (3.2)$$

Ist ein Wavelet gewählt, ergeben sich nach

$$\psi_{\tau,s}(t) = \frac{1}{\sqrt{s}} \psi\left(\frac{t-\tau}{s}\right), \quad s \in \mathbf{R}^+ \quad (3.3)$$

die Waveletfunktionen bezüglich $\psi(t)$. Ihre Fourier-Transformation berechnet sich zu

$$\Psi_{\tau,s}(f) = \sqrt{s} \Psi(sf) e^{-j2\pi f\tau} \quad (3.4)$$

Die Variable s bewirkt eine Streckung bzw. Stauchung des Wavelets. Der Faktor $1/\sqrt{s}$ wird eingeführt, um $\|\psi_{\tau,s}\|=1$ sicherzustellen. Die kontinuierliche Wavelet-Transformation (KWT) $KWT(\tau,s)$ ist als Skalarprodukt definiert :

$$KWT_x(\tau, s) = \langle x(t), \psi_{\tau,s}(t) \rangle = \frac{1}{\sqrt{s}} \int_{-\infty}^{+\infty} x(t) \psi^*\left(\frac{t-\tau}{s}\right) dt \quad (3.5)$$

$$KWT_x(\tau, s) = \langle X(f), \Psi_{\tau,s}(f) \rangle = \sqrt{s} \int_{-\infty}^{+\infty} X(f) \Psi^*(sf) e^{j2\pi f\tau} df \quad (3.6)$$

Die kontinuierliche Wavelet-Transformation codiert eine gegebene Zeitfunktion $x(t)$ von einer reellen Variablen, als eine Funktion $KWT_x(\tau, s)$ zweier Variablen. Gleichung (3.5) drückt die KWT im Zeitbereich aus. In der Praxis wird die Gleichung (3.6) bevorzugt, da man sie wie die FFT zur schnellen Berechnung der KWT im Frequenzbereich nutzen kann, vgl. [67].

Bild 3.2 zeigt qualitative Zeit- und Frequenzeigenschaften der KWT. Bei der Verwendung von Waveletfunktionen gilt auch die Unschärferelation. Die STFT bewirkt eine konstante Zeit- und Frequenzauflösung über die gesamte Zeit- und Frequenzachse bei

bestimmter Fensterfunktion. Die Zeit-Frequenz-Auflösung ist dagegen bei der KWT abhängig von den Punktkoordinaten in der Zeit-Frequenz-Ebene. Der Skalenwert s mit $|s| \gg 1$ liefert ein breites Fenster und dient zur Erfassung langwelliger Schwingungsanteile. Der Skalenwert s mit $|s| \ll 1$ liefert ganz schmale Zeitfenster und dient zur präzisen Lokalisierung hochfrequenter und/oder kurzlebiger Phänomene. Das verwendete Wavelet bestimmt die Mittenfrequenz f_m , die effektive Zeitspanne σ_t und Bandbreite σ_f für die Analyse.

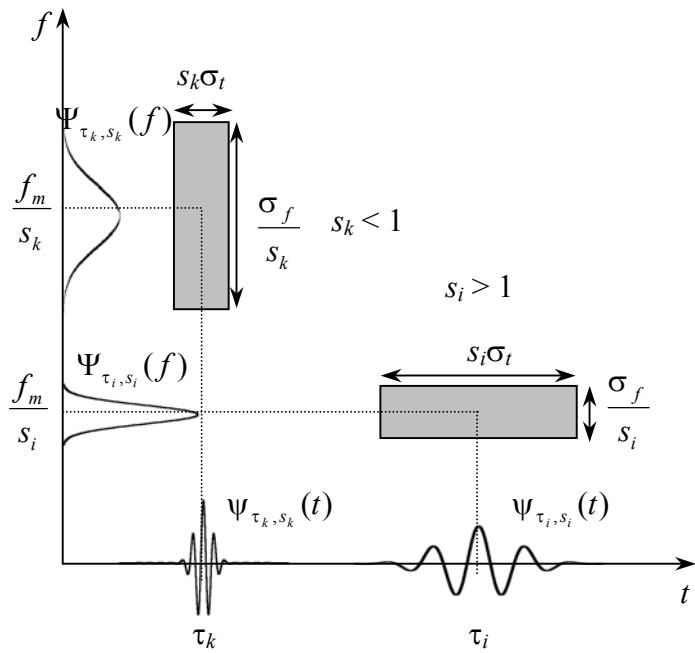


Bild 3.2 : Zeit- und Frequenzauflösung von KWT

Zwischen Skalenwert und Frequenzvariable besteht folgender Zusammenhang, vgl. Torrence [109] und Tabelle 3.1:

$$f = \frac{f_m}{s} \quad (3.7)$$

Zur numerischen Berechnung der KWT eines zeitäquidistant abgetasteten Signals $x(i)$, ($i = 1, \dots, N$) werden die Skalenwerte durch die sogenannten „Subbänder pro Oktav-Band“ diskretisiert, vgl. Daubechies [25], Goupillaud u.a. [39]. Die Zeitvariable τ nimmt auch N diskrete Werte auf der Zeitachse t an. Die aus den Gleichungen (3.6) und (3.7) berechneten diskreten Werte $KWT(i,f)$ werden als KWT-Koeffizienten bezeichnet. Die Matrix \mathbf{W} der KWT-Koeffizienten wird zur Bildung der Zeit-Frequenz-

Darstellung genutzt. Die Zeit-Frequenz-Darstellung mit quadratischen Koeffizienten $|\mathbf{W}|^2$ ist proportional zur Verteilung der Signalenergie über Zeit und Frequenz. In der Praxis werden die Zeit-Frequenz-Darstellungen aus den Absolutwerten der Koeffizienten $|\mathbf{W}|$ bevorzugt, da sie proportional zur Verteilung der absoluten Werte der Signalamplitude sind und dadurch die Detektion der Schwingungskomponenten mit geringer Energie ermöglichen.

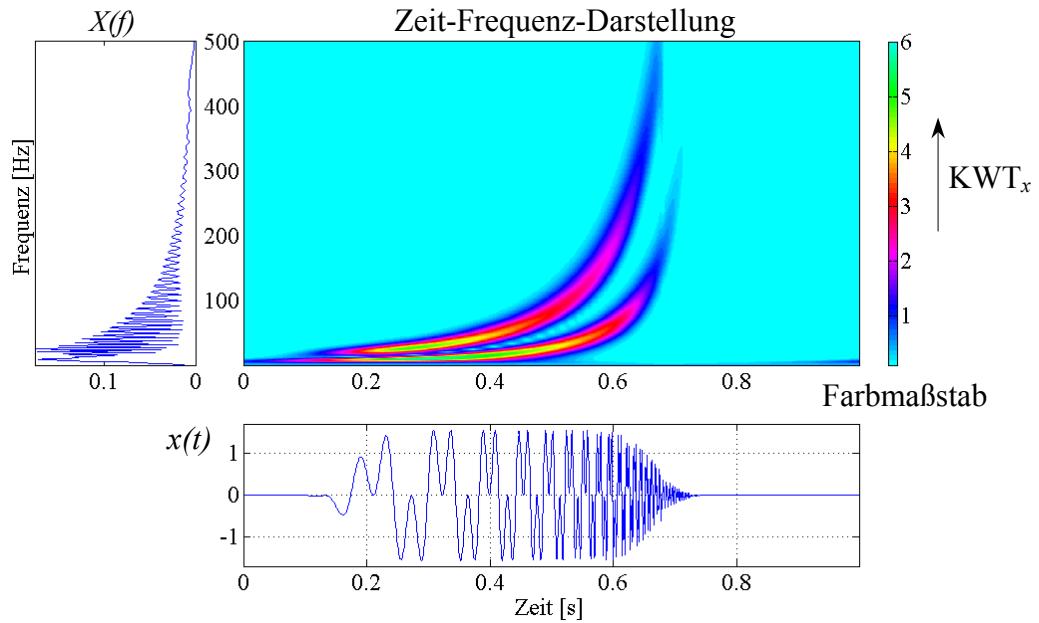


Bild 3.3 : Zeitverlauf, Spektrum und Zeit-Frequenz-Darstellung von Schwingungssignalen mit schnell veränderlichen Frequenzen (Chirp-Signals)

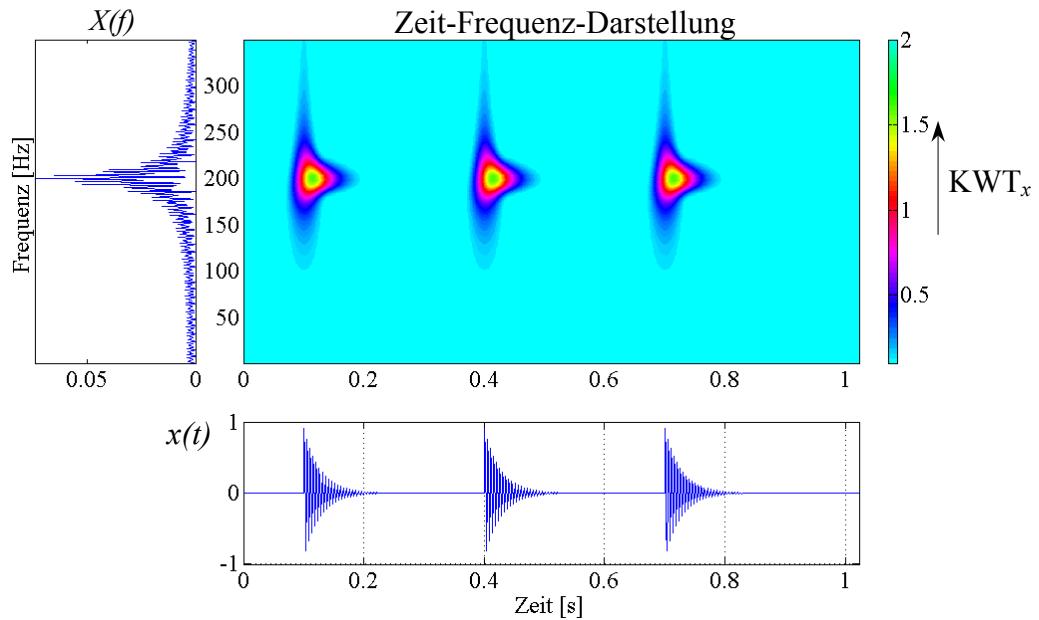


Bild 3.4 : Zeitverlauf, Spektrum und Zeit-Frequenz-Darstellung der Schwingungsantwort einer periodischen Stoßfolge

Zwei typische Anwendungsbeispiele für die KWT zeigen die Bilder 3.3 und 3.4. Die KWT-Koeffizienten werden in der Zeit-Frequenz-Ebene durch eine 2D-Darstellung mit einer ihrer Intensität entsprechenden Farbskalierung visualisiert, vgl. auch Bild 4.6.

Einige bekannte Wavelets für KWT sind bisher bei der Schwingungsanalyse benutzt worden: *Mexikanerhut-Wavelet*, *Morlet-Wavelet*, *Gabor-Wavelet* und *harmonisches Wavelet*. Ihre Zeitfunktionen werden in Tabelle 3.1 und in Bild 3.5 dargestellt.

Typ	$\psi(\eta)$	Mittenfrequenz f_m
Mexikanerhut-Wavelet	$\frac{2}{\sqrt[4]{9\pi}}(1 - \eta^2)e^{-\frac{\eta^2}{2}}$	0.2516
Gabor-Wavelet	$\frac{1}{\sqrt[4]{\sigma^2\pi}}e^{-j\eta_0\eta}e^{-\frac{\eta^2}{2\sigma^2}}$	$\frac{\eta_0 + \sqrt{2 + \eta_0^2}}{4\pi}$
Harmonisches Wavelet	$(e^{j2\pi l\eta} - e^{j2\pi m\eta})/j2\pi\eta(l - m)$ ($l > m$)	$\frac{l + m}{2}$
Morlet-Wavelet	$\frac{1}{\sqrt[4]{\pi}}e^{-j\eta_0\eta}e^{-\frac{\eta^2}{2}}$	$\frac{\eta_0 + \sqrt{2 + \eta_0^2}}{4\pi}$

Tabelle 3.1 : Einige bekannte Wavelets für Analyse von Schwingungssignalen

Das Mexikanerhut-Wavelet ist eine reelle Funktion, gut lokalisiert im Zeitbereich. Es besitzt aber eine geringe Frequenzauflösung. Es ist geeignet, Unstetigkeiten im Signalverlauf festzustellen, vgl. Mallat [68].

Das Gabor-Wavelet ist ein komplexe Funktion. Es ist sowohl im Zeitbereich als auch im Frequenzbereich gut lokalisiert. Der Parameter η_0 steuert die Mittenfrequenz und der Parameter σ die Hüllkurve des Gabor-Wavelets. Auf diese Weise ist die adaptive Steuerung der Zeit- und Frequenzauflösung möglich.

Das Morlet-Wavelet oder einfach Morlet, das 1984 von Morlet [39] eingeführt und zur Analyse von seismischen Signalen verwendet wurde, ist eigentlich das Gabor-Wavelet mit $\sigma = 1$. Es hat die einfachere Funktion mit einem einzigen Steuerparameter η_0 . Durch die Einfachheit und gute Zeit-Frequenz-Eigenschaften hat das Morlet umfangreiche Anwendungen gefunden.

Das harmonische Wavelet wurde von Newland [77], [78] erfunden und zur Schwingungsanalyse angewendet. Dieses Wavelet ermöglicht eine hohe Frequenzauflösung. Es ist mit einem verhältnismäßig einfachen Rechenalgorithmus sowohl in kontinuierlicher (KWT) als auch in diskreter Form (DWT) anzuwenden. Der Nachteil besteht in seiner langen Zeitdauer, die die Lokalisierung in Zeitrichtung verschlechtert.

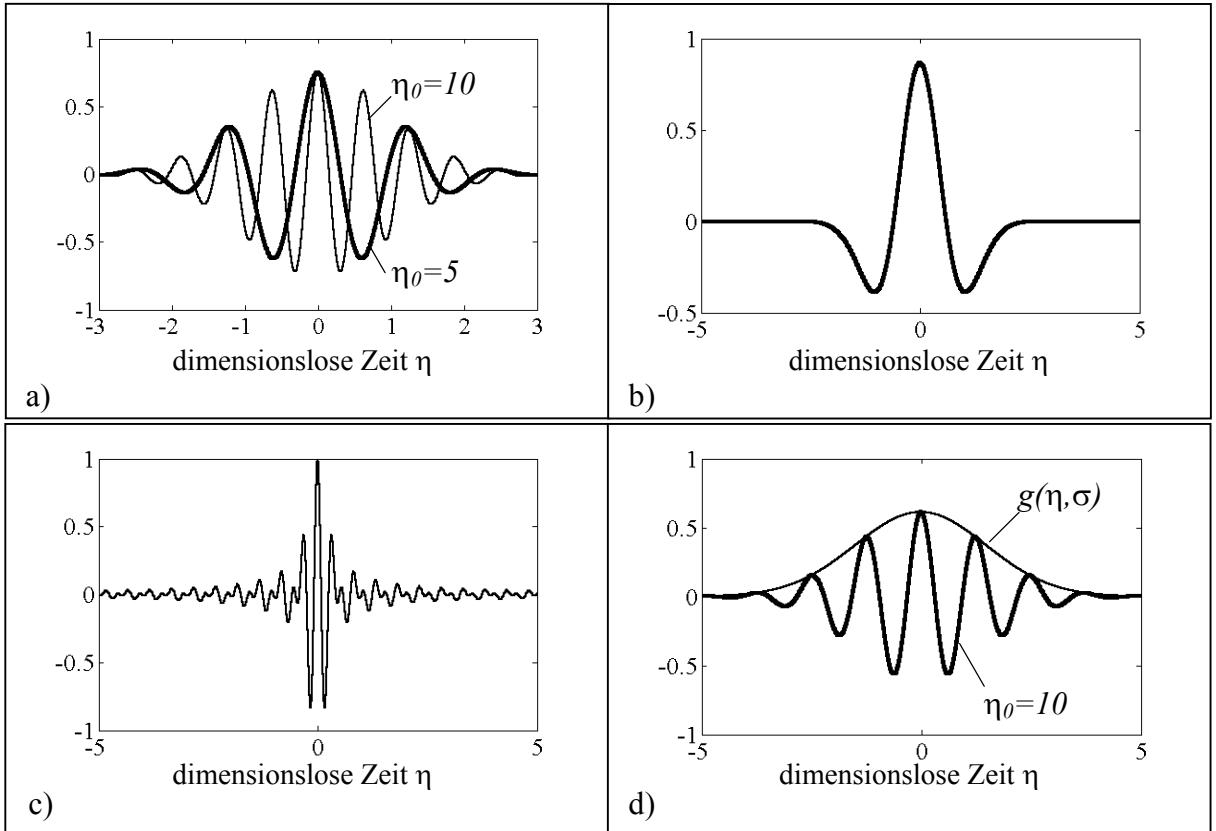


Bild 3.5: Wavelets für die KWT a) Morlet-Wavelet (η_0), Realteil; b) Mexikanerhut-Wavelet; c) Harmonisches Wavelet, Realteil; d) Gabor-Wavelet (σ, η_0), Realteil.

Als eine Alternative zur KWT dient die S-Transformation (ST), die 1996 von Stockwell [102] eingeführt wurde. Die ST verwendet keine Waveletfunktionen, sondern die skalierten Fensterfunktionen, dadurch ergibt die ST die Analyse mit konstanter relativer Bandbreite. Eine Anwendung der ST zur Getriebediagnose ist in [72] zu finden.

3.2.2 Diskrete Wavelet-Transformation und Wavelet-Packet

Transformation

Das Signal $x(n)$ ist durch die im Abschnitt 3.2.1 beschriebene KWT hochredundant repräsentiert. Die Redundanz ist erforderlich für eine kontinuierliche Zeit-Frequenz-Darstellung. Dadurch wird jedoch der Rechenaufwand erhöht. Die Rekonstruktion des Signals aus seinen KWT-Koeffizienten hat in der Praxis keine große Bedeutung [67]. Im Gegensatz zur KWT liefert die Diskrete Wavelet-Transformation (DWT) eine nichtredundante Information. Sie besitzt eine besonders einfache rekursive Struktur und damit einen schnelleren Algorithmus als bei der diskreten Fourier-Transformation. In zahlreicher Literatur, z. B. [25], [68], [103] ist die ausführliche Darstellung der Theorie von DWT sowie ihres Rechenalgorithmus zu finden. Daher soll hier auf eine mathematische Beschreibung verzichtet werden.

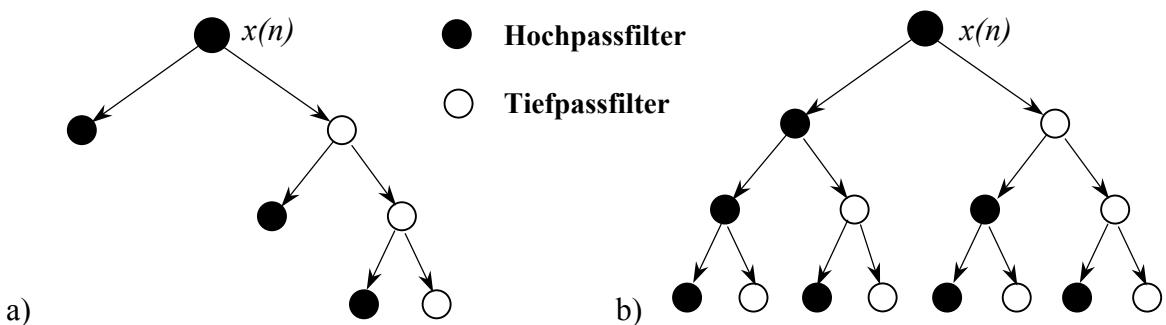


Bild 3.6 : Filterstruktur der a) DWT und b) WPT in drei Zerlegungsstufen

Obwohl die DWT die gleiche analytische Grundformel (3.5) der KWT hat, werden die DWT-Koeffizienten mittels Filtertechnik schnell berechnet. Dabei wird das Signal durch ein Paar von Tief- und Hochpassfiltern in Oktavbänder zerlegt. Das Signal kann aus DWT-Koeffizienten mit Hilfe der Synthesefilter exakt rekonstruiert werden.

Der wesentliche Nachteil von DWT besteht darin, dass sie aufgrund der Oktavbandzerlegung eine sehr geringe Frequenzauflösung bei hochfrequenten Bändern liefert. Die Wavelet-Paket-Transformation (WPT) ist folglich eine Verallgemeinerung der DWT, vgl. Wickerhauser [119]. Die WPT bewirkt gleichzeitig die Zerlegung der hochfrequenten und niederfrequenten Signalanteile. Dadurch können auch hohe Frequenzen gut aufgelöst werden, vgl. Bild 3.6. Man nimmt bei der Berechnung aber die Kosten für den Iterationsaufwand in Kauf.

Man kann eine Zeit-Frequenz-Darstellung des Signals aus DWT- bzw. WPT-Koeffizienten erzeugen, vgl. Tai u.a. [105], Zhonging/Liangsheng [123]. Zur Erkennung der Signalanteile ist diese Vorgehensweise wegen der Diskontinuierlichkeit der

Darstellung nicht immer geeignet. Ein Beispiel dafür ist in Bild 3.7 dargestellt.

Die meisten Anwendungen der DWT basieren auf der Signalzerlegung in Approximations- und Detailkoeffizienten auf einigen Stufen, vgl. Klein [51]. Die diskrete Wavelet-Rücktransformation dient zur Rekonstruktion der entsprechenden Zeitverläufe auf jeder Zerlegungsstufe, welche zu Aufgaben der Detektion und der Lokalisierung von

Bild 3.7 : WPT eines Signals mit linear veränderlicher Frequenz

transienten Schwingungen bei der Schwingungsdiagnose eingesetzt werden, vgl. Stasewski [99], Stockmanns [101]. Zur Analyse von Vorgängen mit schnell veränderlichen Frequenzen ist diese Methode ungeeignet. Bei der Nutzung der DWT können Probleme bei der Auswahl von Zerlegungsstufen und Wavelettypen entstehen, die den Erfolg der Analyse entscheidend beeinflussen.

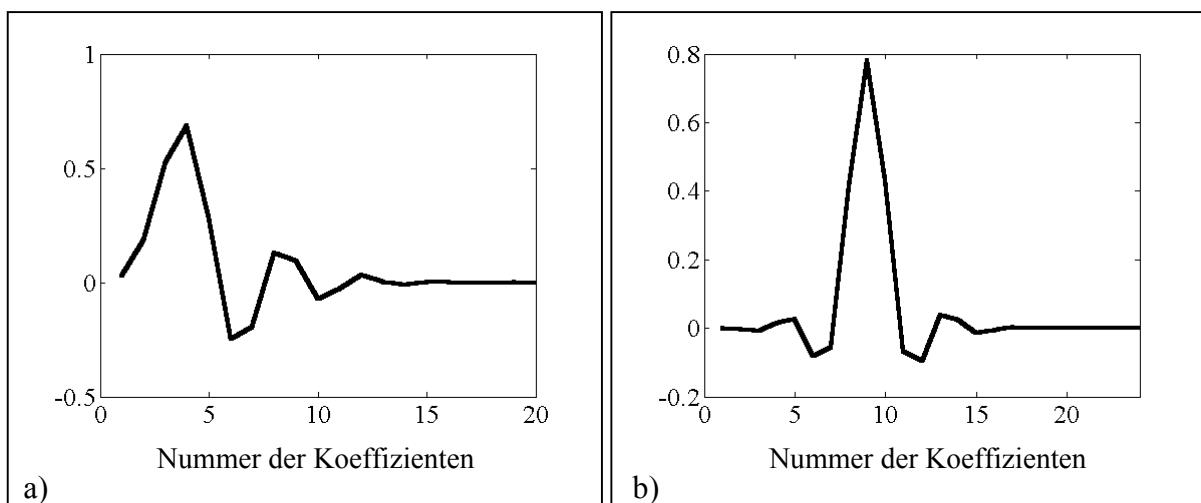


Bild 3.8 : Wavelets für DWT/WPT a) Daubechies(20); b) Coiflet (24)

Einige Wavelets für DWT/WPT mit den erwünschten Eigenschaften z.B. kompakter Träger, verschwindende Momente, Glattheit können durch die Iteration von Filterbänken erzeugt werden. Die ausführliche Beschreibung zum Filterentwurf ist in [103], [119] zu finden. Bild 3.8 zeigt zwei das bekanntesten Wavelets: *Daubechies-Wavelet* und *Coiflet-Wavelet*.

Eine nützliche Eigenschaft der WPT-Koeffizienten ist, dass ihre Werte für transiente Signalanteile meist größer als bei stochastischen Signalanteilen sind, vgl. Niu u.a. [80]. Sie werden deshalb zur Erkennung transienter Anteile aus dem stark verrauschten Schwingungssignal verwendet. Am einfachsten ist es, diejenigen Koeffizienten zu berücksichtigen, deren Amplituden eine vorgegebene Schranke übertreffen. Die Rekonstruktion des Signals erfolgt nach der Vernachlässigung der kleinsten Koeffizienten. Eine ausführliche Beschreibung dafür findet man in [59]. In der Regel werden die *Koeffizienten* $w_s(i)$ aus den DWT-Koeffizienten $w(i)$ eines verrauschten Signals $x(i)$, $i=1,\dots,N$ durch folgendes Kriterium bestimmt

$$w_s = \begin{cases} \text{sign}(w)(|w| - \alpha \kappa), & |w| \geq \kappa \\ 0, & |w| < \kappa \end{cases} \quad (3.8)$$

wobei κ eine vorgegebene Schwelle und $0 \leq \alpha \leq 1$ ist. Anschließend werden die Koeffizienten w_s durch die Rücktransformation zur Rekonstruktion des „sauberen“ Signals verwendet. Das Signal-Rausch-Verhältnis SNR des zu entrauschenen Signals (engl. signal to noise ratio) beeinflussen entscheidend die Qualität der Rauschunterdrückung, vgl. [59]:

$$\text{SNR}_x = 20 \log_{10} \left(\frac{\tilde{x}}{\tilde{x} - \tilde{r}} \right) \quad (3.9)$$

hierbei bedeuten \tilde{x} Effektivwert des verrauschten Signals $x(t)$,

\tilde{r} Effektivwert des Rausch-Anteil $r(t)$.

Durch geeignete Auswahl der Schwelle κ kann man auch die vom Rauschen überlagerten transienten Signalanteile trennen und damit die Merkmalsextraktion für die Diagnose unterstützen. In vielen Fällen kann die Schwelle κ folgendermaßen geschätzt werden, vgl. [27]:

$$\kappa = \delta^2 \sqrt{2 \ln(N)} / \sqrt{N} \quad (3.10)$$

mit δ Rausch-Standardabweichung

N Anzahl der Messwerte des verrauschten Signal $x(t)$

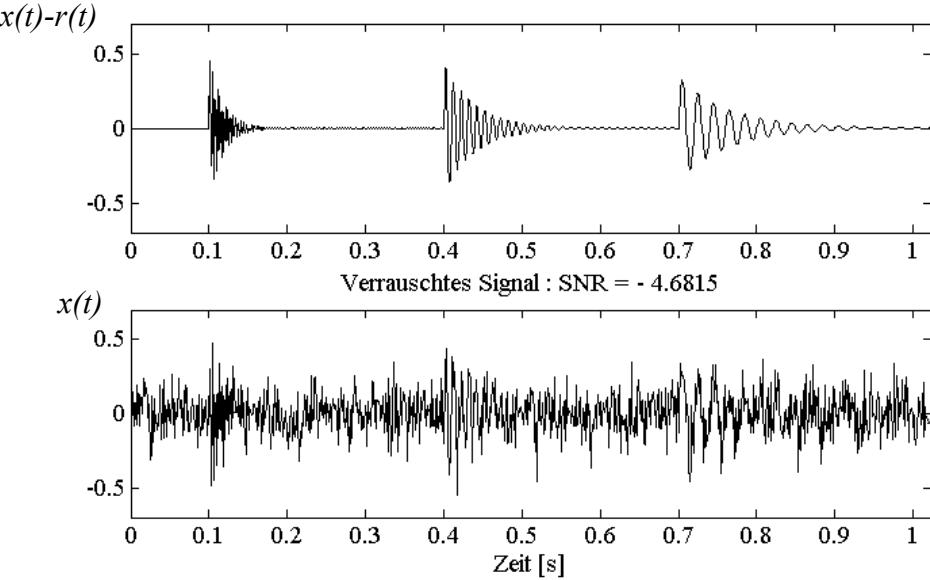


Bild 3.9 : Unverrausches und verrausches Signal

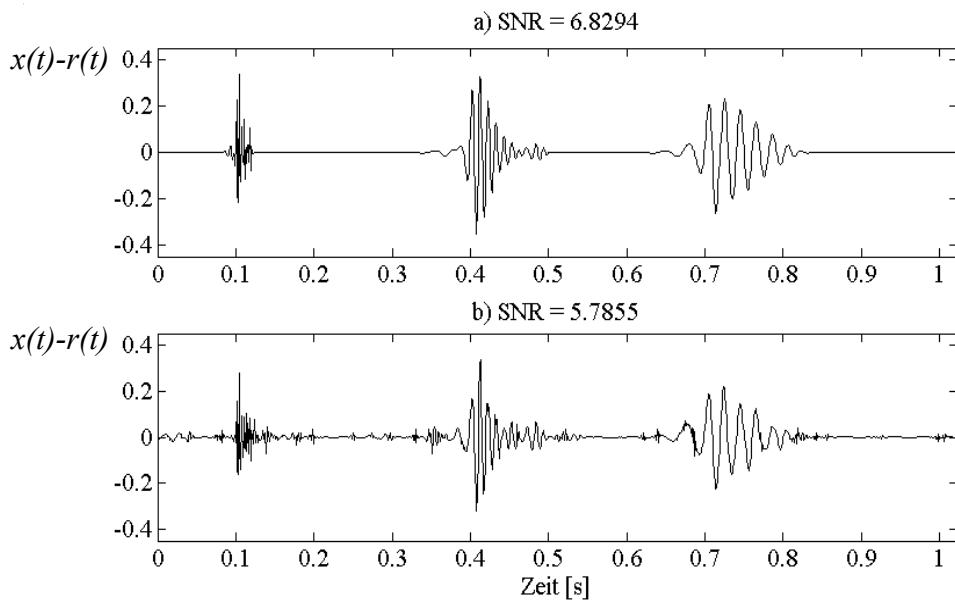


Bild 3.10 : Beispiel zur Identifikation von transienten Schwingungen durch Rauschunterdrückung mit a) $\alpha = 1$ in Gl. (3.8), Schwelle κ gemäß Gl. (3.10);
b) WPT (adaptive Rausch-Unterdrückung)

Bild 3.9 zeigt beispielhaft drei aufeinanderfolgende gedämpfte Schwingungen mit verschiedenen Frequenzen (50 Hz, 100 Hz und 300 Hz). Das Schwingungssignal wird

vom weißen Rauschen mit negativer SNR (stark verrauscht) überlagert. Deshalb können die abklingenden Schwingungen sowohl durch das Frequenzspektrum als auch mittels konventionellen Methoden der Rauschunterdrückung z.B. Filterungstechnik nicht mehr identifiziert werden.

Im Bild 3.10a ist die Rauschunterdrückung mittels „*soft-thresholding*“ von Donoho [27] dargestellt. Dabei ist die Angabe der Standardabweichung des Rauschens δ zur Bestimmung der Schwelle erforderlich. Die Verwendung der sogenannten „*adaptiven Rauschunterdrückung*“ mit Hilfe der WPT ergibt auch ein gutes Ergebnis ohne Vorkenntnisse des Rauschens, vgl. Bild 3.10b und Wickerhauser [119]. Das weiße Rauschen wird wesentlich unterdrückt (große positive SNR), und dadurch werden die Schwingungen deutlich identifiziert.

3.3 Zeit-Frequenz-Verteilungen der Cohen's Klasse

Die *Wigner-Ville-Verteilung* (WV), die 1948 von Ville eingeführt wurde, ist wie folgt definiert:

$$\text{WV}_x(t, f) = \int_{-\infty}^{+\infty} x\left(t + \frac{\tau}{2}\right) x^*\left(t - \frac{\tau}{2}\right) e^{-j2\pi f\tau} d\tau \quad (3.11)$$

Die WV liefert direkt eine Verteilung der Signalenergie in der Zeit-Frequenz-Ebene und besitzt die beste Zeit-Frequenz-Auflösung, weil sie nicht durch die Unschärferelation limitiert wird. Neben diesen günstigen Eigenschaften führt die quadratische Struktur $ZFV(x(t)^2)$ der WV aber auch zur Bildung von störenden Interferenztermen zwischen Signalkomponenten, vgl. Bild 3.11. Mit Hilfe spezieller Maßnahmen z.B. Anwendung des *analytischen Signals* (siehe Abschnitt 4.2.4), Glättung der WV im Zeitbereich (die *Pseudo-WV*), Glättung der WV im Zeit- und Frequenzbereich (die *geglättete Pseudo-WV*)

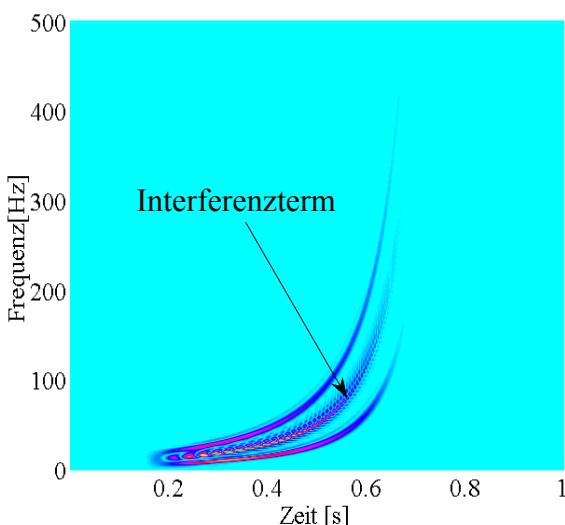


Bild 3.11 : *Interferenzterm bei Verwendung der WV für Signal aus Bild 3.3*

können Interferenzterme unterdrückt werden. Die hohe Zeit-Frequenz-Auflösung der WV wird dadurch allerdings beeinträchtigt, vgl. [19], [20], [21].

Wählt man eine Funktion $\Phi(\tau, v)$, die gleichzeitig eine Glättung der WV im Zeit- und Frequenzbereich bewirkt, so erhält man eine Oberklasse von ZFVs. Sie wird als Cohen's Klasse verschiebungsinvarianter Zeit-Frequenz-Verteilungen bezeichnet, Cohen [22]:

$$CV_x(t, f) = \int_{-\infty}^{+\infty} \int_{-\infty}^{+\infty} \int_{-\infty}^{+\infty} \Phi(\tau, v) x\left(u + \frac{\tau}{2}\right) x^*\left(u - \frac{\tau}{2}\right) e^{j2\pi[v t - v u - f\tau]} dv du d\tau \quad (3.12)$$

Dabei ist jede mögliche Verteilung durch eine charakteristische Kernfunktion $\Phi(\tau, v)$ eindeutig bestimmt. Die Variablen τ und v sind jeweils die Zeit- und Frequenzverschiebung. Ein weitere Vorteil der Kernschreibweise besteht darin, dass alle Eigenschaften einer ZFV in dieser Klasse direkt aus ihrer Kernfunktion abgeleitet werden können. Mit Hilfe der sogenannten *Ambiguitätsfunktion* (engl. ambiguity function)

$$AF_x(\tau, v) = \int_{-\infty}^{+\infty} x\left(u + \frac{\tau}{2}\right) x^*\left(u - \frac{\tau}{2}\right) e^{-j2\pi v u} du \quad (3.13)$$

lässt sich (3.12) auf die folgende Form bringen:

$$CV_x(t, f) = \int_{-\infty}^{+\infty} \int_{-\infty}^{+\infty} \Phi(\tau, v) AF_x(\tau, v) e^{j2\pi(v t - f\tau)} dv d\tau \quad (3.14)$$

Damit kann man eine ZFV der Cohen's Klasse durch die zweidimensionale Fourier-Transformation der mit der Kernfunktion gewichteten Ambiguitätsfunktion berechnen. Durch die geeignete Wahl der Kernfunktion können Interferenzterme effektiv reduziert werden. Man muss beachten, dass durch Verwendung der Kernfunktion die Zeit- und die Frequenzauflösung verschlechtern sich können. Deshalb sind die Kenntnisse von Eigenschaften der Kernfunktion für eine erfolgreiche Analyse erforderlich.

Die Herleitung von Choi-Williams-Kernfunktion und Choi-Williams-Verteilung (CWV) erfolgt in [17]. Die Interferenzterme können in der CWV durch die geeignete Auswahl σ fast völlig beseitigt werden. Dadurch wird die Zeit-Frequenz-Auflösung der CWV nur gering verschlechtert. Deshalb eignet sich die CWV zur Analyse von multi-komponentigen Signalen. Die restlichen Kernfunktionen in Tabelle 3.2 werden

seltener verwendet. Der Konus-Kern hat einen Parameter a , der die Unterdrückung der Interferenzanteile in der Zeitrichtung steuert. Die Born-Jordan-, Margenau-Hill- und Kirkwood-Rihaczek Kernfunktionen sind feste Kerne. Sie haben keine Steuerparameter und sind deshalb nur zur Analyse von einigen beschränkten Signaltypen geeignet, vgl. [32], [57]. Der radiale Gauß-Kern wurde von Baraniuk/Jones [4] gebildet, um eine an das Signal angepasste ZFV zu entwickeln, die als Adaptive Optimal-Kern Verteilung (AOK-Verteilung) bezeichnet wird, vgl. [47]. Eine weitere Maßnahme zur Reduzierung von Interferenztermen liefert die Reassignment-Methode von Auger/Flandrin [2]. Basierend auf dieser Methode kann man die neue Klasse der Verteilungen aus ZFVs der Cohen's Klasse erzeugen, die perfekt lineare Chirp-Signale und Impulse lokalisieren.

Kernfunktionen	$\Phi(\tau, v)$
Choi-Williams	$\exp\left(-\frac{\tau^2 v^2}{\sigma}\right), 0 < \sigma < 10$
Radialer Gauß-Kern	$\exp\left(-\frac{\tau^2 + v^2}{2\sigma^2(\beta)}\right), \beta = \arctan\left(\frac{\tau}{v}\right)$
Konus	$g(\tau) \frac{\sin(2\pi v \tau / a)}{\pi v}, a > 2$
Born-Jordan	$\frac{\sin(\pi v \tau)}{\pi v \tau}$
Margenau-Hill	$\cos(\pi v \tau)$
Kirkwood-Rihaczek	$\cos(\pi v \tau) + j \sin(\pi v \tau)$

Tabelle 3.2 : Einige gebräuchliche Kernfunktionen für die Analyse von Schwingungssignalen

Das letzte Beispiel in diesem Kapitel dient zum Vergleich der Zeit-Frequenz-Eigenschaften zwischen der CWV, WV und KWT bei der Analyse eines gemessenen Schwingungssignals in Bild 3.12. Die amplitudenmodulierte Schwingungskomponente bei ca. 300 Hz und die angestoßene freie Schwingungen bei ca. 1400 Hz sind in den ZFDs mit der CWV (Bild 3.12a) und KWT (Bild 3.12c) deutlich erkennbar. Im Vergleich zur KWT ergibt die CWV eine bessere Zeit-Frequenzauflösung, besonders bei höheren Frequenzen. Dabei werden die Interferenzterme fast völlig unterdrückt. Der Berechnungsaufwand bei der CWT ist jedoch viel größer als bei der KWT.

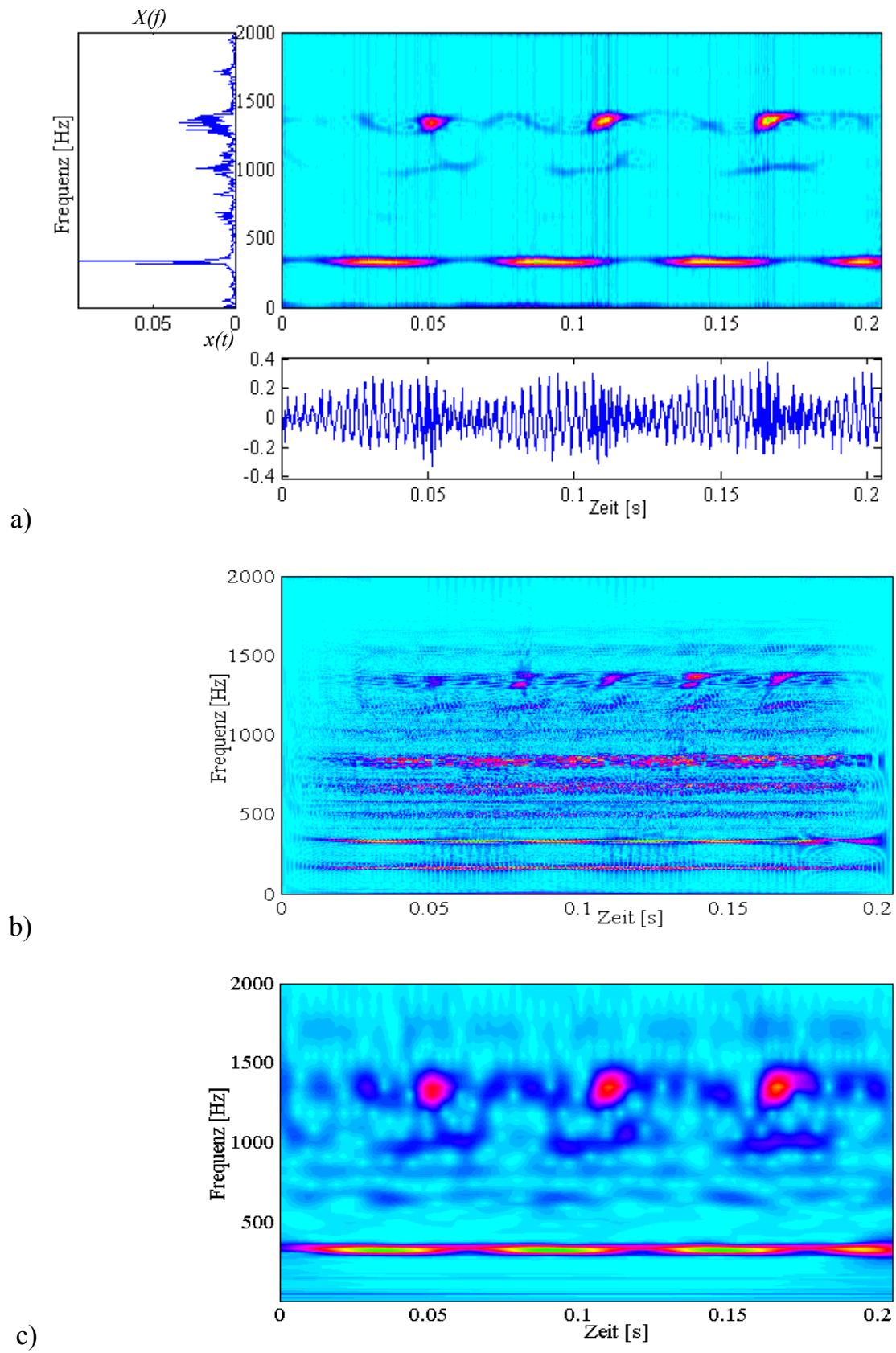


Bild 3.12: Beispiel zur Analyse eines Schwingungssignals mittels

a) Choi-Williams-Verteilung ($\sigma=0.05$), b) Wigner-Ville-Verteilung;

c) KWT mit Morlet ($\eta_0=20$)

4 Einbeziehung der Zeit-Frequenz-Analyse

in die Verzahnungsdiagnose

4.1 Literaturübersicht

Mit der raschen Entwicklung der Sensorik, der Signalanalyseverfahren und der kostengünstigen digitalen Gerätetechnik wurden in den vergangenen zehn Jahren verschiedene neue signalgestützte Verfahren zur Zahnrädergetriebediagnose entwickelt. In der bisher bekannten Literatur auf diesem Gebiet gibt es umfangreiche Studien, siehe Tabelle 4.1. Um einen Überblick aus der Literaturrecherche zum Problem anzugeben, seien folgende typische Aspekte genannt:

- Signalanalyseverfahren

Die am häufigsten angewendeten Signalanalyseverfahren sind:

- Seitenbandanalyse und Kepstrumsanalyse
- Rotorsynchrone Signalmittelung
- Amplituden- und Phasenmodulation
- Statistische Signalanalyse
- Zeit-Frequenz-Analyse

In der Praxis verwendet man eine Kombination der oben genannten Analyseverfahren, um die aussagefähigen Diagnosemerkmale für eine Schadensart in verschiedenen Darstellungsformen zu gewinnen und dadurch die Diagnoseschärfe zu erhöhen. Beispielsweise äußern sich die schadensbedingten Signalanteile bei einem lokalen Zahndefekt im Zeitbereich durch kurzzeitige und energiereiche Signalabschnitte, im Frequenzbereich durch eine verteilte Seitenbandstruktur um die Zahneingriffsfrequenz und ihre Harmonischen, im Zeit-Frequenz-Bereich durch die Zunahme der momentanen Signalenergie über mehrere Frequenzen, das Auftreten der Eigenfrequenzen bei Impulserregungen und den Sprung der momentanen Signalphasen, oder im Bereich der statistischen Amplitudenverteilung durch die signifikante Veränderung der statistischen Signalkennwerte und Signalkennfunktionen.

- Betriebsparameter (Drehzahl, Moment) bei der Messung

Die Empfindlichkeit der Diagnosemethoden ist stark abhängig von den Betriebzuständen, bei denen die Messung ausgeführt wird. Die Auswertung in Tabelle 4.1 zeigt, dass sich fast alle Studien nur auf Getriebediagnose bei konstanten Nenndrehzahlen und Nennlastmomenten beschränken. Die große Lastschwankung, die technologisch bedingt sein kann, hat die Amplitudenmodulationen zur Folge. Die wesentlichen Frequenzkomponenten im Spektrum sind meist drehzahlabhängig. Die starke Drehzahländerung führt zur Frequenzmodulation und damit zur starken Verschmierung des Frequenzspektrums, so dass die verfeinerten Verfahren der Spektralanalyse wie Seitenbandanalyse, Kepstrumanalyse oder die statische Signalanalyse in diesem Fall nicht anwendbar sind.

- Detektierbare Schadensarten

Es wurden umfangreiche Untersuchungen verschiedener betriebsbedingt auftretender Verzahnungsschäden durchgeführt, die sich entweder aufgrund ihrer Entstehungsmechanismen in Verschleißschäden, Ermüdungsschäden und Gewaltbrüche, oder nach Schadensorten am Zahn in Zahnränder-, Zahnrückwand- und Zahnpfandschäden unterteilen lassen, vgl. Tabelle 4.1. Während Verschleiß- und Ermüdungsschäden meist an mehreren benachbarten Zahnrädern (verteilte Schäden) auftreten, sind die Zahnbrüche anfangs meist auf einen Zahn begrenzt (Einzelschäden), vgl. Abschnitte 2.2 und 2.3. Die Einflüsse der Zahnschäden auf die Schwingungsanregung beim Zahneingriff wurden in Abschnitt 2.3 erwähnt. Auch hier wird nochmals darauf hingewiesen, dass die lokalen Schäden der verschiedenen Arten (Zahnrückwand-, Zahnpfandschaden) zu gleichen Auswirkungen (z.B. stoßartig erregte Schwingungen) führen können. Ebenfalls können die verteilten Zahnschäden (verschleißbedingte Schäden, Ermüdungsschäden an mehreren Zahnrädern) gleiche Effekte (z.B. Amplitudenmodulationen) zur Folge haben. Dadurch ergibt sich die Schwierigkeit für die Lokalisierung lokaler Schäden und die Bewertung des Schadenausmaßes infolge der gleichzeitig auftretenden verschiedenen Schadensarten.

Aus Tabelle 4.1 geht hervor, welche Methoden zur Analyse verschiedener Zahnschäden erfolgreich verwendet wurden. Tabelle 4.2 (Abschnitt 4.3) gibt eine Übersicht über die Anwendung von Zeit-Frequenz-Analysemethoden zur Getriebediagnose.

Literaturstelle	Analyseverfahren					Betrieb			Zahnschäden		
	Rotor-synchrone Mittelung	Seiten- band- analyse	Kepstrums- analyse	Demodulation (Phasen und Amplituden)	Statistische Signal- analyse	Wavelet- analyse	andere ZFV	konstante Nenn- drehzahl	Ermüdung sschäden	Gewalt- brüche	Verschleiß- schäden
Baydar/Ball [6]	*	*				*		*	*		
Baydar u.a. [7]	*				*			*	*		
Brian/Jones [13]		*			*			*			
Brie u.a. [14]				*				*			
Capdessus u.a. [15]	*				*			*			
Dalpiaz u.a. [24]	*		*		*			*			
Forrester [31]	*		*		*			*			
Geropp/Bauer [37]		*			*			*			
Klein [51]					*			*			*
Kolerus [53]		*	*					*			*
Lin/McFadden [60]	*					*					
Lipovzky u.a. [62]			*					*			
Loughlin/Cakrak [65]				*				*			
McFadden [71], [73]	*							*			
McFadden/Cook [72]	*				*			*			
Iwanow [44]						*			*		
Oehlmann u.a. [81]	*							*			
Randall [90]		*						*			*
Reitz u.a. [91]		*						*			*
Staszewski [100]	*	*				*					*
Townsend [110]	*							*			
Wang u.a. [114]	*					*					
Wang u.a. [117],[118]	*							*			
Williams/Zalubas [120]	*					*		*			
Zacksenhouse [121]	*	*						*			

Tabelle 4.1 : Auswertung der Literatur über Getriebediagnose

4.2 Konventionelle signalgestützte Verfahren

zur Verzahnungsdiagnose

4.2.1 Seitenbandanalyse (Modulationsanalyse)

Die Frequenzanalyse hat sich zu einem der wichtigsten Mittel der digitalen experimentellen Signalanalyse entwickelt. Die auf der Frequenzanalyse basierenden Methoden, wie Seitenbandanalyse, Ordnungsanalyse, und Kepstrumanalyse gehören zu den klassischen Analyseverfahren und finden bei vielen Aufgaben der Schwingungsanalyse Verwendung.

Bekanntlich ist die Seitenbandanalyse zur Zustandserkennung des Zahnradgetriebes bei stationärem Betrieb geeignet, vgl. Klein [52], Kolerus [53], Reitz u.a. [91]. Bilder 4.1a und 4.1b zeigen hier ein Beispiel für die Grundspektren der am Getriebegehäuse gemessenen Schwingungssignale im neuen und im geschädigten Zustand (fortgeschrittenes Grübchenbildung der Ritzelflanken). Der schadensbedingte Modulationseffekt äußert sich durch die ausgeprägten Seitenbandstrukturen links und rechts der Zahneingriffsfrequenz und ihrer höheren Harmonischen. Mit zunehmender Zustandsverschlechterung nehmen die Amplituden der Seitenbänder zu. Durch die Bewertung verschiedener Frequenzbänder (Bandkondensation) kann man mehrere Diagnosemerkmale bilden. Mittels Seitenbandanalyse ist die automatisierte Bildung der Diagnosemerkmale nachvollziehbar. Voraussetzung für die sinnvolle Anwendung der Seitenbandanalyse ist eine genügend genaue Frequenzauflösung.

Der Nachteil der Seitenbandanalyse besteht in ihrer Empfindlichkeit gegenüber geringen Drehzahländerungen und Messbedingungen. Die Seitenbandkonfigurationen können für die einzelnen Messpunkte sehr unterschiedlich sein. Im Frühstadium der Schadenentstehung bleiben die schadenbedingten Signaleanteile infolge anderer Schwingungsursachen (Gehäuse- und Wellenschwingungen, Verzahnungsabweichungen) im Frequenzspektrum verborgen. Hierbei muss darauf geachtet werden, dass die Seitenbänder auch durch ein schwankendes Lastmoment bei völlig ungeschädigten Zähnen verursacht werden können. Man kann deshalb nur bei dem genügend großen

Schadensausmaß die signifikante Änderungen in den Seitenbändern erkennen. Die Lokalisierung von Zahnschäden ist dabei unmöglich.

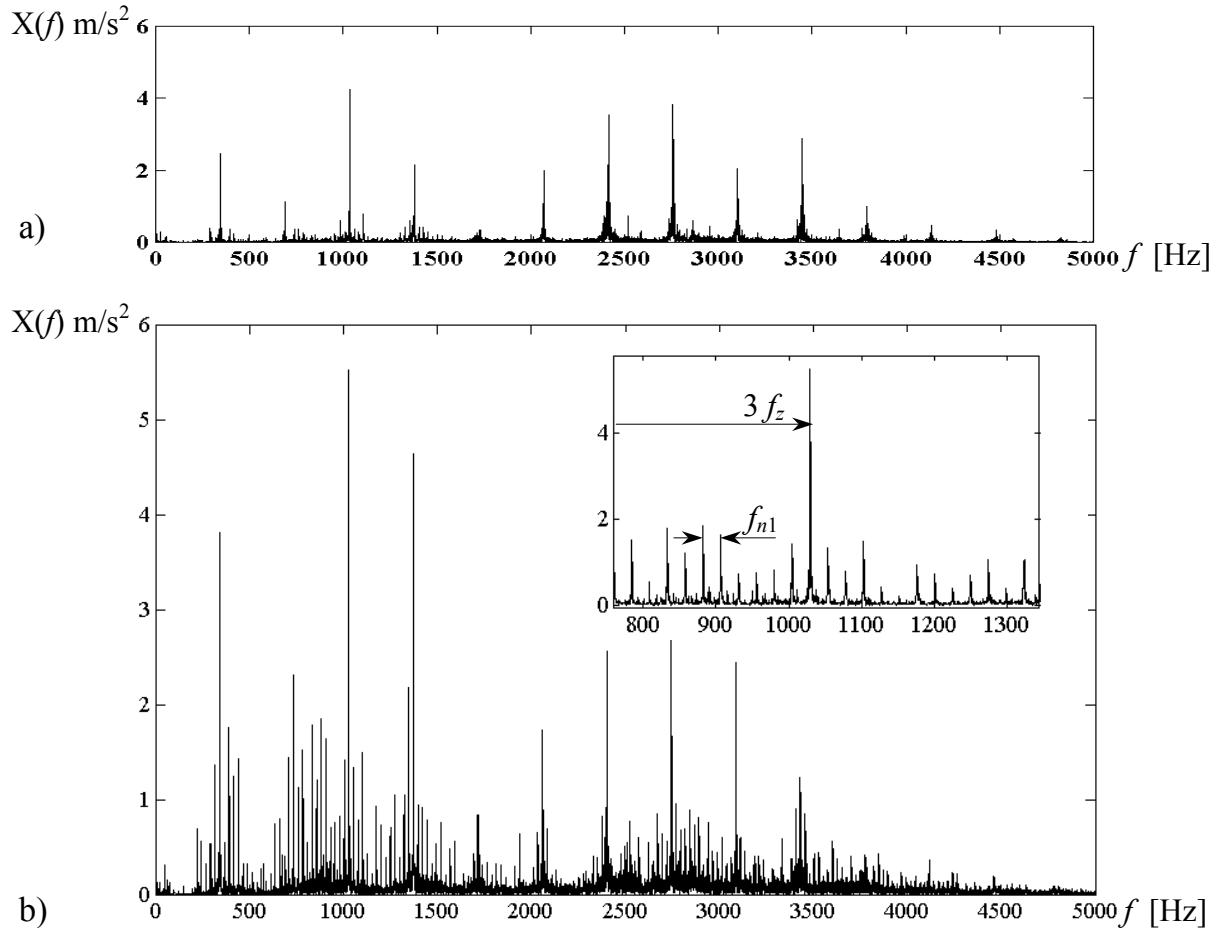


Bild 4.1 : Getriebespektrum a) im guten Zustand, b) im schlechten Zustand

4.2.2 Kepstrumanalyse

Eine Schwierigkeit bei der Verwendung der Seitenbandanalyse tritt bei Zahnradgetrieben mit zahlreichen Zahneingriffsfrequenzen auf, z.B. bei mehrstufigen Getrieben und bei Umlaufrädern. Die Verknüpfung (additiv, multiplikativ, gefaltet) unterschiedlicher Signalanteile führt zur Überlagerung mehrerer frequenznaher Seitenbandfamilien im Spektrum. Dadurch ist die Periodizität von Spektrallinien oft schwer zu erkennen.

In diesen Fällen ergänzt die Kepstrumanalyse die Seitenbandanalyse effektiv, vgl. Kolerus [53]. Das Kepstrum tritt in den Formen Leistungskepstrum und komplexes Kepstrum auf. In der Praxis verwendet man häufiger das Leistungskepstrum, das als

inverse Fourier-Transformation eines logarithmierten Leistungsdichtespektrums definiert ist:

$$C_x(\tau) = \int_{-\infty}^{+\infty} \log[S_x(f)] e^{j2\pi f \tau} df \quad (4.1)$$

Dabei ist $S_x(f) = |X(f)|^2 = \left| \int_{-\infty}^{+\infty} x(t) e^{-j2\pi f t} dt \right|^2$ (4.2)

Die Variable τ ist die *Quefrenz* mit der Maßeinheit der Zeit. Eigenschaften des Kepstrums und Hinweise für die praktische Berechnung findet man in [52]. Ein praktisches Beispiel zur Anwendung des Kepstrum zeigt Bild 4.2. Durch diskrete äquidistante Kepstrallinien im Leistungskepstrum des Signal werden zwei Seitenbandfamilien der Drehfrequenzen der Zahnradstufe (f_{n1} und f_{n2}) identifiziert.

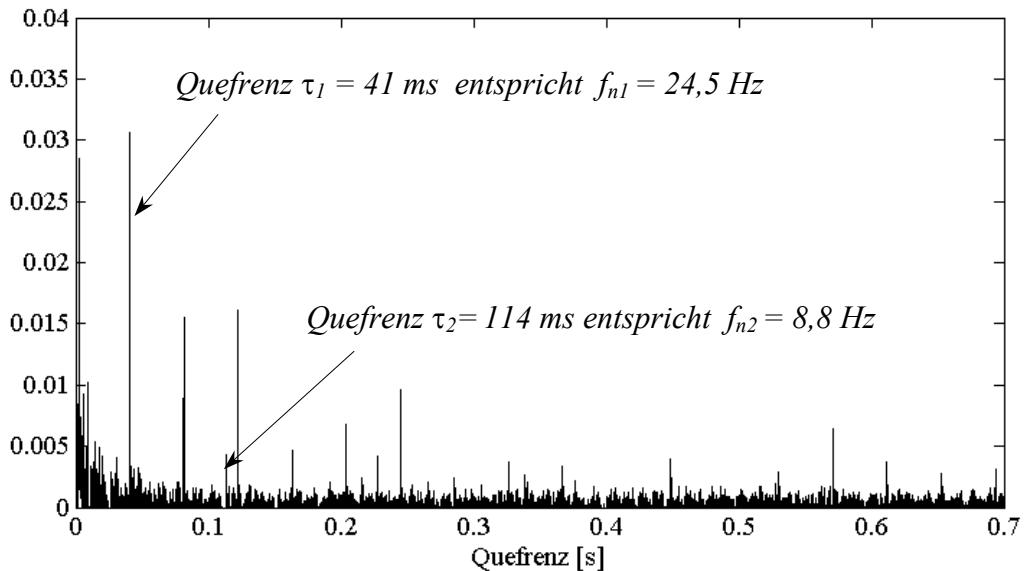


Bild 4.2 : Beispiel einer Kepstrumanalyse aus dem Signalspektrum von Bild 4.1b

Bei der Getriebediagnose ist die Kepstrumanalyse aufgrund der Detektion der Seitenbandentwicklung ein effektives Werkzeug. Dabei empfiehlt es sich, die Amplituden der Kepstrallinien als Diagnosemerkmale zu verwenden. Diese Merkmale werden infolge der Phasenunabhängigkeit des Leistungskepstrums von den Messorten wenig beeinflusst, Randall [90]. Eine weitere Anwendung der Kepstrumanalyse bei der Schwingungsdiagnose findet man in [24], [122].

4.2.3 Rotorsynchrone Signalmittelung und Bildung von residuellen Signalen

Die sogenannte rotorsynchrone Signalmittelung wird schon seit Jahren zur Rauschunterdrückung der an rotierenden Maschinen gemessenen Schwingungssignale genutzt, vgl. McFadden [71], [73]. Diese Methode besteht in der Mittelung von Signalabschnitten, deren Periodendauer einer Umdrehung der untersuchten Welle entspricht. Zur Bildung dieser Signalsabschnitte aus mehreren Messungen wird normalerweise ein Triggersignal, das von einem Drehzahlgeber an der Wellen erzeugt wird, benötigt.

Im mathematischen Sinn entspricht die rotorsynchrone Signalmittelung einer Faltung der Impulsfunktion mit dem Signal $x(t)$:

$$\bar{x}(t) = c(t) * x(t) = \int_{-\infty}^t c(\tau) x(t - \tau) d\tau \quad (4.3)$$

Die Impulsfunktion $c(t)$ ist eine Impulsreihe von M Impulsen, worin M die Anzahl der gemittelten Signalsabschnitte ist. Die Wiederholfrequenz der Impulse ist gleich die Drehfrequenz der Welle f_n .

$$c(t) = \frac{1}{M} \sum_{m=0}^{M-1} \delta(t + mT_n), \quad (4.4)$$

$$C(f) = \frac{1}{M} \frac{\sin(\pi M T_n f)}{\sin(\pi T_n f)} \quad (4.5)$$

Das Impulsspektrum $C(f)$ ist breitbandig und hat die Form eines Multibandpassfilters. Die Passbänder des Filters zentrieren die Drehfrequenz und deren Vielfache. Die Zahl M ist umso größer (mehrere Signalsabschnitte werden zur Mittelung genutzt), je schmäler die Bandbreiten des Filters sind. Deshalb werden bei großer Anzahl M nur die periodischen Signalkomponenten mit vielfacher Drehfrequenz vom Filter durchgelassen, vgl. Bild 4.4.

Durch digitale Signalverarbeitung wird die rotorsynchrone Mittelung eines Signals wie folgt durchgeführt:

- Bildung der Signalabschnitte anhand des Triggerimpulses

- Resampling der zeitäquidistant abgetasteten Messwerte jedes Signalsabschnittes in drehwinkeläquidistante Werte mittels Interpolationsverfahren (z.B. Interpolationspolynome höherer Ordnung), vgl. McFadden [73].
- Mittelung von Signalabschnitten mit drehwinkeläquidistanten Werten:

$$\bar{x}(l) = \frac{1}{M} \sum_{m=0}^M x(l + mL), (l = 1, \dots, L) \quad (4.6)$$

wobei L die Anzahl der Messwerte jedes Signalsabschnittes ist.

Die drehwinkeläquidistanten Messfolgen können auch mittels eines Inkrementalgebers gewonnen werden (winkeläquidistant abgetastete Signale), vgl. Kolerus [53]. Capdesus u.a. [15], Liu [63] entwickelten die Rechenalgorithmen zur rotorsynchronen Signalmittlung ohne Hilfe des Triggersignals. Bei der Realisierung dieser Methoden ist jedoch die Einhaltung der konstanten Drehzahl (sehr geringe Drehzahländerung) notwendig.

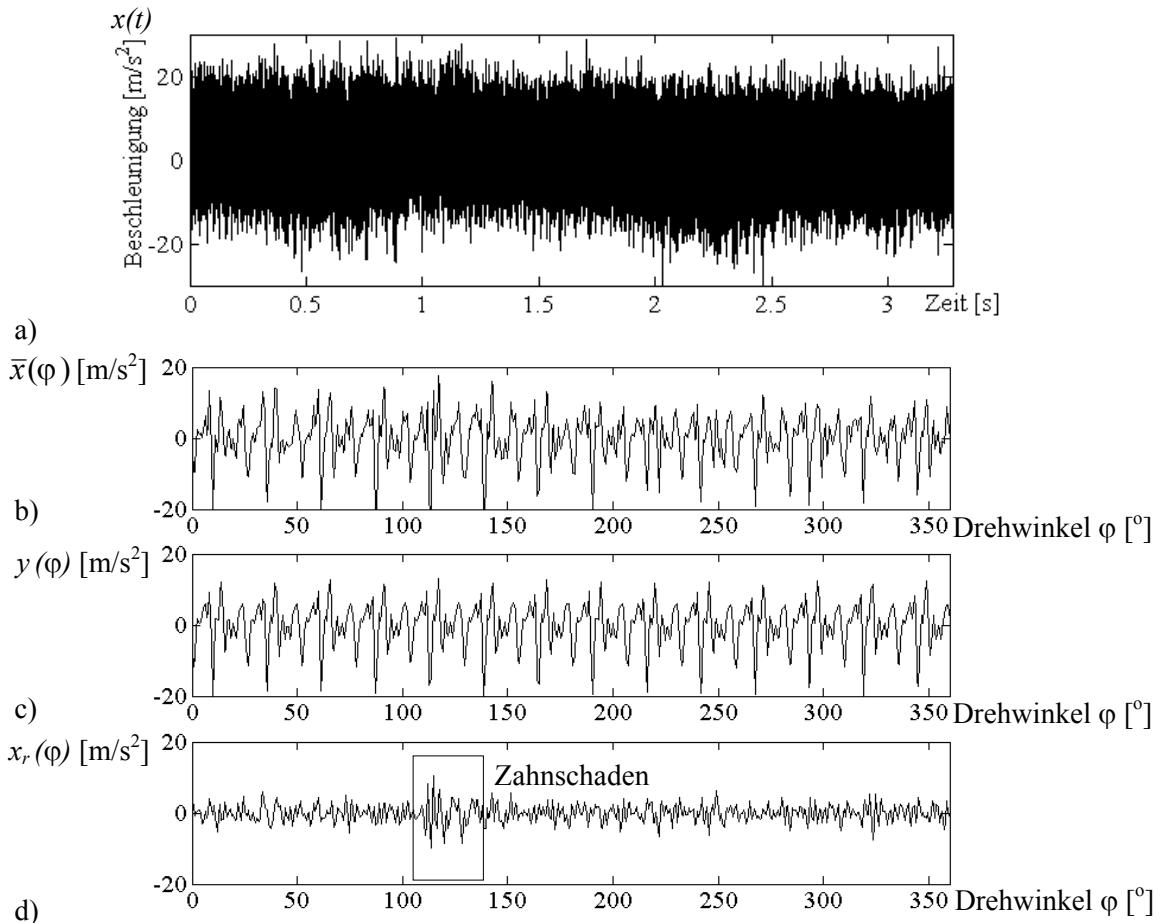


Bild 4.3 : Beispiel für eine Signalanalyse a) ungemitteltes Signal $x(t)$; b) gemitteltes Signal $\bar{x}(\varphi)$ nach Gl. 4.6; c) „normales“ Signal $y(\varphi)$ (nur die Komponenten der Zahneingriffsharmonischen); d) residuelles Signal $x_r(\varphi)$ gemäß Gl. (4.7)

Im Wesentlichen enthält das von einem Zahnrad erzeugte Schwingungssignal periodische Komponenten der Drehfrequenz und ihrer Vielfachen, vgl. Abschnitt 2.1. Bei der Auswertung dieses Signals bietet die rotorsynchrone Mittelung folgende Vorteile:

- Durch die rotorsynchrone Mittelung werden die anderen (nichtperiodischen und periodischen, aber nicht rotorsynchronen) Signalanteile unterdrückt, z.B. die Frequenzen der Wälzlager (Überrollfrequenzen von Innen- und Außenringen, Wälzkörpern,...). Ebenfalls wird der Einfluss von Drehzahlenschwankungen eliminiert.
- Einzelschäden können aufgrund die Amplitudenänderung von Zahn zu Zahn im gemittelten Signal detektiert werden.
- Bei jeder Zahnradstufe hat man die Möglichkeit zur „*radsynchronen*“ und „*ritzelsynchronen*“ Mittelung. Dadurch ist die Erkennung und Lokalisierung der an beiden Zahnräder auftretenden Einzelschäden möglich.

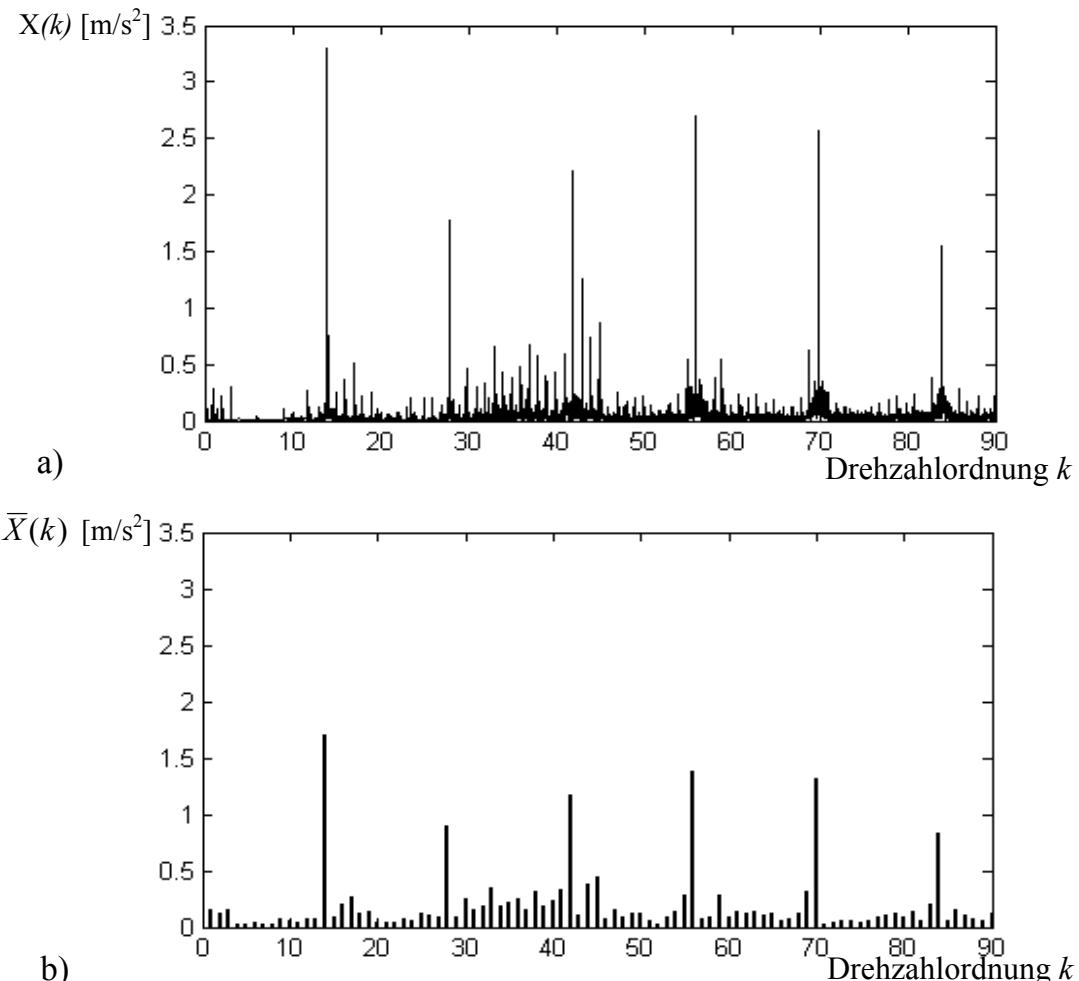


Bild 4.4 : *Ordnungsspektren von a) ungemitteltem Signal x und b) rotorsynchron gemitteltem Signal \bar{x} aus Bild 4.3.*

Aus dem gemittelten Signal \bar{x} werden die bekannten Signalkennfunktionen *Crest-Faktor* C_r (Verhältnis des Spitzenwertes zum Effektivwert) und *Kurtosis* K_r (zentrales Moment vierter Ordnung) als häufig gebrauchte Diagnosemerkmale gebildet.

Die gemittelten Signale können weiterhin mittels anderer Analysemethoden zur Bildung aussagekräftigerer Diagnosemerkmale ausgewertet werden. Eine Methode davon ist die „Bildung von residuellen Signalen“, vgl. McFadden [71]. Das sog. *residuelle Signal* $x_r(\varphi)$ wird aus dem gemittelten Signal $\bar{x}(\varphi)$ wie folgt extrahiert:

$$x_r(\varphi) = \bar{x}(\varphi) - y(\varphi) \quad (4.7)$$

Hier ist $y(\varphi)$ ein periodische Funktion, welche nur die Komponenten der Zahneingriffsharmonischen im gemittelten Signal $\bar{x}(\varphi)$ enthält. Diese Vorgehensweise besteht im Editieren des Ordnungsspektrums des gemittelten Signals, bei dem die Komponenten der Zahneingriffs frequenz und ihre höheren Harmonischen zu Null gesetzt werden. Die Rücktransformation des editierten Spektrums liefert das Signal $x_r(\varphi)$, das die schadensrelevanten Signalanteile besser verdeutlicht, vgl. Bild 4.3d.

4.2.4 Amplituden- und Phasendemodulation

Die Amplituden- und Phasendemodulation ist eine Technik zur Gewinnung von Diagnosemerkmalen mittels Digitalfiltertechnik und Hilbert-Transformation (HT). Die Hilbert-Transformation wird im Bereich der Informationstechnik zur Trennung von Trägersignal und Modulationssignal angewendet, vgl. [11]. Sie ist folgendermaßen definiert:

$$\text{HT}_x(t) = \frac{1}{\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} \frac{x(\tau)}{t - \tau} d\tau \quad (4.8)$$

Aufgrund der HT wird das sogenannte *analytische Signal* aus dem zu analysierenden realen Signal $x(t)$ gebildet:

$$AS_x(t) = x(t) - j \text{HT}_x(t) \quad (4.9)$$

Der Betrag des analytischen Signals liefert die Amplituden-Modulationssignal $a(t)$ des Signals $x(t)$, vgl. Forrester [31], Oliveira/Barroso [82]:

$$a(t) = | AS_x(t) | \quad (4.10)$$

Durch die Ableitung der Phase des analytischen Signals lässt sich das sogenannte Phasen-Modulationssignal $p(t)$ ermitteln, vgl. Mallat [68]:

$$p(t) = \frac{d}{dt} \arctan \left(\frac{\text{Im}(AS_x(t))}{\text{Re}(AS_x(t))} \right) \quad (4.11)$$

Ein Bandpassfilter vor der Verwendung der HT stellt sicher, dass nur die interessierenden Trägerfrequenzen demoduliert werden. Die Mittenfrequenz des verwendeten Filters kann eine dominante höhere Harmonische der Zahneingriffs frequenz sein. Dabei wird die Passbandbreite so gewählt, dass die Seitenbänder links und rechts dieser Harmonische im Durchlassbereich liegen. Zur Bestimmung der Modulationsfrequenz aus der Schwingungsantwort einer periodischen Stoßfolge kann die Trägerfrequenz auch eine Eigenfrequenz des Systems sein, z.B. bei Zahneingriffsstößen.

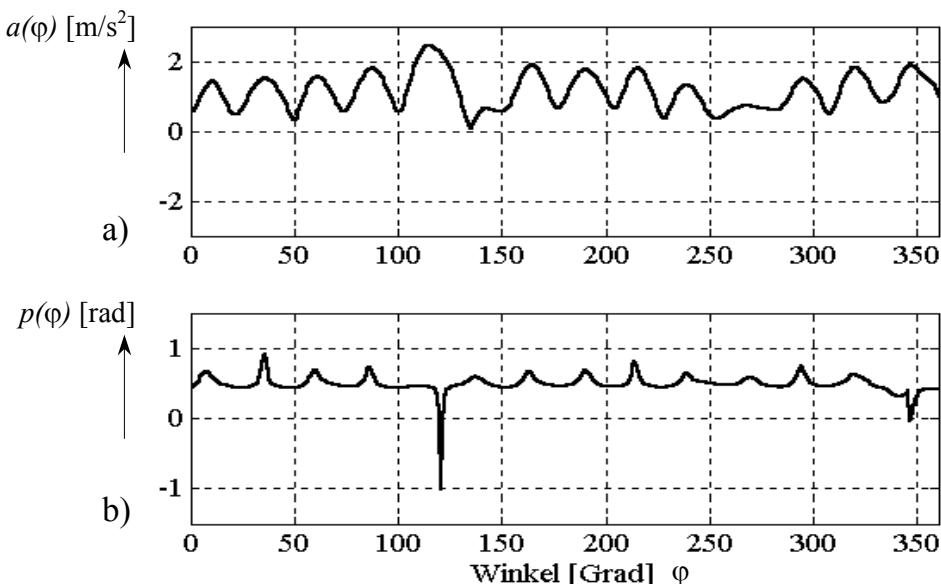


Bild 4.5: Beispiel für die Amplituden- und Phasendemodulation des Signals $\bar{x}(\varphi)$ aus Bild 4.3b: a) Amplituden-Modulationssignal $a(\varphi)$; b) Phasen-Modulationssignal $p(\varphi)$

Bei der Getriebediagnose verwendet man auch diese Methode zur Analyse von rotorschynchron gemittelten Signalen, vgl. McFadden [71], Townsend/ Zakrajsek [110], Wang [116]. Die starke Amplitudenänderung in den Modulationssignalen lässt sich auf das Vorhandensein von lokalen Zahnschäden zurückführen. Bild 4.5 zeigt die Ergebnisse der Amplituden- und Phasendemodulation vom gemittelten Signal aus Bild 4.3b. Dabei umfasst das Frequenzband für die Analyse die Seitenbänder links und rechts der dritten Zahneingriffsharmonischen, vgl. Bild 4.4. Es ist deutlich zu

erkennen, dass das Phasen-Modulationssignal wirklich sensitiver gegenüber Zahnschäden ist.

Zur Bildung der Diagnosemerkmale aus den extrahierten Modulationssignalen werden hier auch häufig der Crest-Faktor und die Kurtosis-Bewertung angewendet. Die Anwendung dieses Verfahrens setzt streng genommen einen stationären Betriebzustand voraus. Dabei ist die geeignete Auswahl der Passbandbreite des Filters für die Genauigkeit von Merkmalen notwendig.

Für praktische Untersuchungen im Rahmen der Maschinendiagnose wird die Amplitudenhüllkurve meist in den Frequenzbereich transformiert (Hüllkurvenspektrum). Die Hüllkurvenanalyse wird oft zur Analyse von impulshaltigen Vorgängen verwendet, z. B. bei der Wälzlagerdiagnose. Ihre Anwendungen bei der Getriebediagnose findet man in z.B. [37], [91].

4.2.5 Statistische Signalanalyse

Die statistischen Kennfunktionen wie Crest-Faktor und Kurtosis sind geeignet zur Bewertung der Impulshaltigkeit in Signalamplituden. Jedoch liefern sie nur bedingt Informationen über die schadenrelevanten Signalanteile wegen der Einflüsse von Rauschanteilen in den gemessenen Signalen. In den meisten Fällen verwendet man diese Kennfunktionen zur Bildung der Diagnosemerkmale nach einer Vorverarbeitung des Signals mittels Mittelung oder Filterung, vgl. Abschnitt 4.2.3.

Eine der statistischen Methoden, die zur Getriebediagnose immer häufiger verwendet wird, ist die sogenannte *Zyklischstationäre Analyse* (engl. Cyclostationary Analysis). Die Analyse erfolgt durch Bewertung des Korrelationsmaßes zwischen Zahneingriffsharmonischen und deren Seitenbändern. Dadurch lassen sich fehlersensitive Merkmale in einer zweidimensionalen Darstellungsform gewinnen. Eine ausführliche Beschreibung der Methode ist in der Arbeit von McCormick/Nandi [70] angegeben. Ihre Anwendungen bei der Erkennung von Verzahnungszuständen wurden in den Artikeln [15], [24], [121] besprochen.

Andrade u.a. [1] verwendeten den Kolmogorov-Smirnov-Test (KS-Test) aus der angewandten Statistik zur Analyse von Schwingungssignalen. Der KS-Test ergibt eine Möglichkeit zur Bestimmung von Distanzmaßen zwischen den Merkmalsvektoren bei

der multivariaten Diagnostik. Mit Hilfe dieser Methode können mehrere unterschiedliche Verzahnungszustände eindeutig erkannt werden. Weitere Anwendungen der statistischen Methoden sind in den experimentellen Untersuchungen von Baydar u.a. [7] und Loughlin/ Cakrak [65] zu finden.

4.3 Neue Anwendungsmöglichkeiten der Zeit-Frequenz-Analyse für die Verzahnungsdiagnose

Ausgangspunkt der in Abschnitt 4.2 beschriebenen Signalanalysemethoden sind meist Zeitreihen mit stationärem Charakter, die sich bei stationär bzw. quasistationär arbeitenden Zahnradgetrieben einstellen.

Schwingungssignale bei Zahnradgetrieben sind oftmals nichtstationär. Wie in Kapitel 3 erwähnt, ist die Zeit-Frequenz-Analyse zur Auswertung solcher Signale besonders geeignet. Tabelle 4.2 zeigt die Ergebnisse der Literaturoauswertung für die Anwendungen von verschiedenen Methoden der Zeit-Frequenz-Analyse zur Getriebediagnose. Die Untersuchungen liefern eine Reihe von Vorschlägen zur Identifikation sowie Lokalisierung von Zahnschäden. Dabei handelt es im wesentlichen um folgende Möglichkeiten zur Auswahl der Merkmalsdiagnose:

- Visuelle Analyse: Die *transienten Schwingungen* äußern sich durch die kurzzeitige Zunahme der Amplituden über ein breites Frequenzband in der ZFD des Schwingungssignals. Dadurch werden die schadensbedingten Signalanteile lokaler Schäden eindeutig *visuell* festgestellt. Ein Vergleich mit bekannten Zeit-Frequenz-Mustern vom Neuzustand ergibt ein gewisses „Maß“ für die Abweichung, die eine qualitative Beurteilung über den aktuellen Zustand ermöglicht.
- Koeffizientenanalyse: Durch Weiterverarbeitung der Koeffizienten aus der ZFD werden Zahlenwerte als Merkmale gebildet, z.B. Extraktion des absoluten Betrags von KWT-Koeffizienten bei einer Skale, vgl. dazu Abschnitt 3.2.1. Aufgrund der Signalzerlegung in mehrere Frequenzbänder erfolgten die Ansätze zur Bildung der Merkmale aus DWT-Koeffizienten mittels statistischer Analyse, vgl. Klein [51] und Staszewski [100]. Die Koeffizientenanalyse liefert deshalb die quantitativen Merkmale zur Schadenslokalisierung und zur Bewertung des Schadensausmaßes.

In den nächsten Abschnitten sollen neue Möglichkeiten der Verbesserung der Diagnosetechnik bei Zahnradgetrieben untersucht werden. Dazu werden folgende Schwerpunkte gesetzt:

- Diagnostische Beurteilung des Verzahnungszustandes bei sich ändernden Betriebsbedingungen (Anlauf- und Auslaufvorgänge, Drehzahlsschwankung während des Betriebes), vgl. Abschnitte 4.3.1.
- Ermittlung der bei Drehzahlsschwankungen auftretenden momentanen Drehzahlverläufe, die eine rotorsynchrone Mittelung des gemessenen Signals ohne Hilfe der Triggersignale ermöglichen, vgl. Abschnitt 4.3.2.
- Suche nach einer neuen Darstellungsform der Zeit-Frequenz-Analyse zur Erhöhung der Aussagekraft und Empfindlichkeit bei der Verzahnungsdiagnose, vgl. Abschnitte 4.3.3, 4.3.4.
- Verbesserung der quantitativen Bewertung der Zahnschäden durch Koeffizientenanalyse aus Zeit-Frequenz-Darstellungen, vgl. Abschnitt 4.3.5.
- Extraktion von einzelnen schadensrelevanten Schwingungskomponenten aus dem Schwingungssignal durch Koeffizientenanalyse und Bildung von residuellen Signalen, vgl. Abschnitt 4.3.6.

Literaturstelle	Art der ZFV	Fenster/ Kern Wavelet	Untersuchte Zahnschäden	Merkmalauswahl	Getriebe-anwendung
Baydar/Ball [6]	Momentanes Leistungs-spektrum	Kaiser-Fenster	Zahnfußanrisse: 10, 20, 30, 40, 50% Zahnfußdicke	visuelle Analyse (ZFD der Signalenergie)	Zweistufiges Stirnradgetriebe
Iwanow [44]	Cohen's Klasse	signalangepasste Kerne	Schädigung an Zahnflanken eines Sonnenrades	visuelle Analyse (ZFD der Signalenergie)	Pkw- Planetengetriebe
Klein [51]	DWT	Coiflet-Wavelet(5)	4 verschiedene Getriebezustände	statistische Analyse der DWT-koeffizienten	mehrstufiges Hubwerkgetriebe
Lin/McFadden [60]	DWT	B-Spline-Wavelet	zwei Zustände : guter und schlechter (Zahnfußanriss)	visuelle Analyse (ZFD der DWT-Koeffizienten)	Kegelradgetriebe Hubschrauber
McFadden/Cook [72]	S-Transformation	Gauß-Fenster	zwei Zustände : guter und schlechter (Zahnfußanriss)	visuelle Analyse (Signalzerlegung)	Kegelradgetriebe
Oehlmann u.a. [81]	Cohen's Klasse	Adaptive Optimal-Kern	Zahneckausbruch	visuelle Analyse (ZFD der Signalenergie)	Stirnradgetriebe, Prüfstand
Staszewski [100]	KWT und WV	Morlet-Wavelet, $\eta_0 = 1,75\pi$	Zahneckausbrüche : 25, 50, 75 und 100% Zahnbreite	Koeffizientenanalyse der KWT und der WV	Stirnradgetriebe, Prüfstand
Tai u.a. [105]	DWT	Daubechies-Wavelet(20)	zwei Zustände : guter und schlechter (Pitting)	visuelle Analyse (ZFD der DWT-Koeffizienten)	Stirnradgetriebe, Prüfstand
Wang u.a. [114]	KWT	Morlet-Wavelet	Zahneckausbruch : 20% Zahnbreite; Zahnfußdicke 20%	visuelle Analyse (ZFD von Betrag der KWT-Koeffizienten)	Stirnradgetriebe, Prüfstand
Wang/ McFadden [117]	Orthogonale DWT	Daubechies-Wavelet (20)	zwei Zustände : guter und schlechter (Zahnfußanriss)	visuelle Analyse (ZFD der DWT-Koeffizienten)	Stirnradgetriebe
Wang/ McFadden [118]	KWT	Gabor-Wavelet	zwei Zustände : guter und schlechter (Zahnfußanriss)	visuelle Analyse (ZFD von Betrag der KWT- Koeffizienten)	Kegelradgetriebe, Hubschrauber

Tabelle 4.2 : Auswertung der Literatur über die Anwendung der Zeit-Frequenz-Analyse zur Verzahnungsdiagnose

4.3.1 Diagnose bei veränderlicher Drehzahl mittels Zeit-Frequenz-Darstellungen

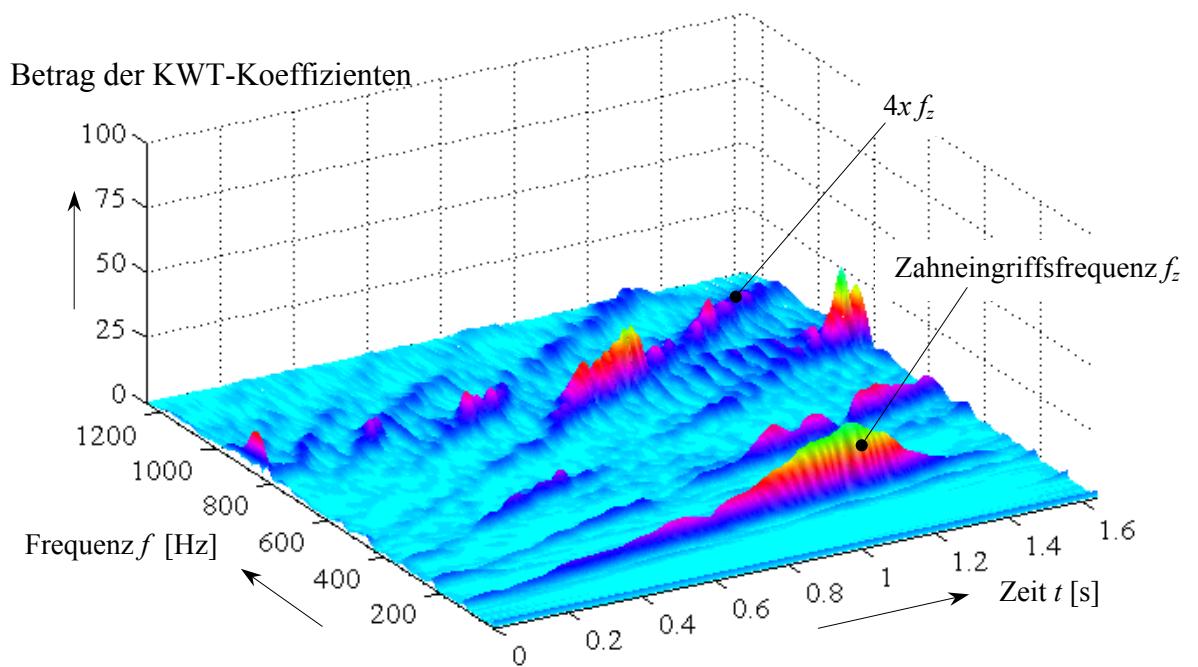
Durch die Verwendung der ZFDs ist die Erkennung von Zahnschäden auch bei veränderlicher Getriebedrehzahl möglich. Aufgrund der Beschreibung der Signalanteile im Zeit- und Frequenzraum liefert die ZFD wertvolle Informationen über die *drehzahlabhängigen Komponenten* sowie über die Entstehung von *transienten Schwingungen*. Sie dient als *Ausgangspunkt* für die weitere Analyse zur quantitativen Bewertung von Zahnschäden.

- An- und Auslaufvorgänge

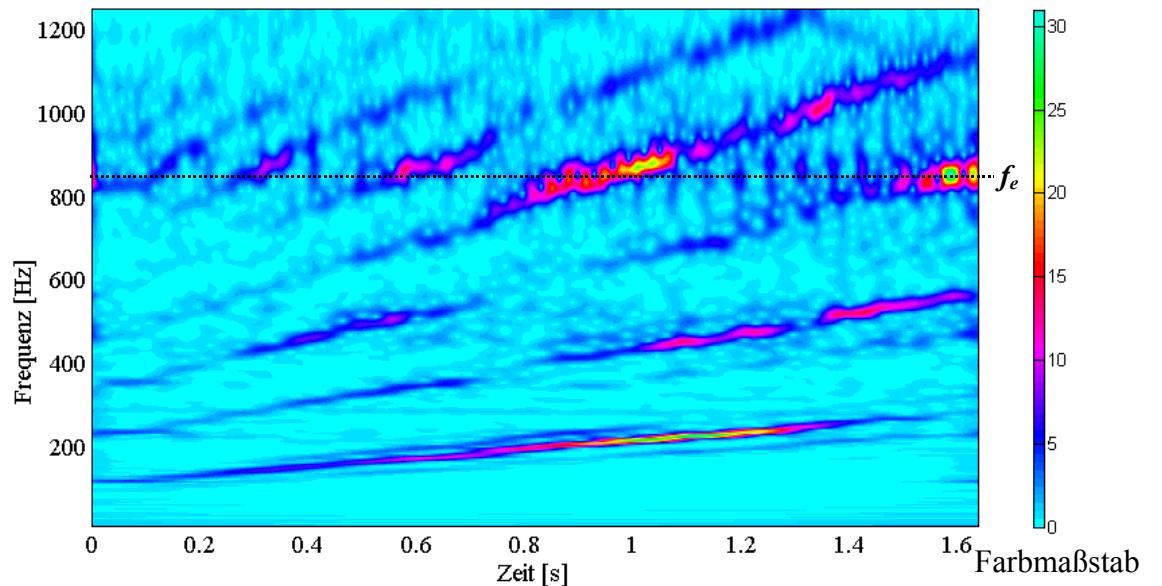
Im Allgemeinen lässt sich das Resonanzverhalten einer rotierenden Maschine durch die Analyse von Schwingungssignalen bei An- und Auslaufvorgängen bewerten. Diese Analyse erfordert jedoch sowohl eine spezielle Messtechnik (drehzahlgeführte Triggerung, Mitlauf-Filter) als auch ein spezielles Auswertungsverfahren, wie z.B. Ordnungsanalyse, Kaskadendiagramm, Campbell-Diagramm, vgl. Kolerus [53].

Hinsichtlich der Getriebediagnostik liefert die Analyse bei diesen Vorgängen in vielen Fällen zusätzliche wertvolle Diagnosemerkmale zu den bisher behandelten Diagnosemethoden im stationären Betriebzustand. Durch die Nutzung der ZFD ist keine zusätzliche spezielle Messtechnik erforderlich.

Bild 4.6 zeigt die ZFD des Schwingungssignals beim Anlaufvorgang eines Zahnradgetriebes. Der zu analysierende Signalabschnitt umfasst viele Umdrehungen des treibenden Rades. Mit Hilfe der ZFD gelingt die Trennung von drehzahlabhängigen Schwingungsanteilen (schräge Streifen) und Eigenschwingungsanteilen bei konstanten Frequenzen. Die Zahneingriffskomponente und ihre Harmonischen sind in der ZFD sichtbar. Die Resonanzstellen sind bei ca. 200, 500 und 900 Hz beim Durchlaufen der Zahnseingriffsharmonischen deutlich erkennbar. Weiterhin ist eine drehzahlunabhängige breitbandige Komponente bei ca. 900 Hz auffällig. Offensichtlich liegen hier stark impulserregte Eigenschwingungen vor, die schadensbedingte Signalanteile bezeichnen.



a)



b)

Bild 4.6: ZFD des Schwingungssignals beim Anlaufvorgang eines Getriebes:
a) 3D-Graphik; b) farbig skalierte 2D-Graphik, KWT mit Morlet ($\eta_0=100$)

- Drehzahlschwankungen

Die Anwendung der ZFD für die Diagnose bei Drehzahlschwankungen kann an Hand des Beispiels in Bild 4.7 veranschaulicht werden. Mit Hilfe der ZFDs werden zwei verschiedene Getriebezustände (Normalzustand und schlechter Zustand) erkannt. Bei dem schlechten Zustand zeigt die ZFD in Bild 4.7b die transienten Schwingungen, die bei einer konstanten Frequenz zwischen der zweiten und dritten Zahneingriffsharmonischen entstehen. Außerdem ist die Entwicklung der Seitenbänder um die Zahneingriffs frequenz (ebenfalls drehzahlabhängig) herum erkennbar. Die ZFD des Schwingungssignals liefert deshalb eine qualitative Bewertung von Getriebezuständen.

Aus der ZFD ergibt sich eine Möglichkeit, drehwinkeläquidistante Messfolgen aus den entsprechenden Signalen ohne Hilfe des Triggersignals zu gewinnen. Diese Vorgehensweise wird in Abschnitt 4.3.2 behandelt. Zur Gewinnung von Diagnosemerkmalen ist eine Nachbearbeitung der ermittelten ZFD (Koeffizientenanalyse) erforderlich, z.B. Bildung von momentanen Spektren und von Amplitudenhüllkurven, vgl. Abschnitt 4.3.5.

Die Zeit-Frequenz-Analyse der drehwinkeläquidistanten Messfolge liefert dementsprechend eine sogenannte Drehwinkel-Ordnungs-Darstellung, wobei die Drehzahlordnungen des zu untersuchenden Zahnrades auf der Frequenzachse aufgetragen sind, vgl. Bild 4.8. Diese Darstellungsart gibt die physikalische Natur der winkeläquidistanten Signalabtastung richtig wieder. Offensichtlich kann die Frequenzmodulation in nahezu idealer Weise kompensiert werden, wie die geraden, „waagerechten“ Signalfrequenzverläufe belegen. Die Zahneingriffs frequenz und die Seitenbänder sind durch die Fourier-Analyse (Ordnungsspektrum) wieder auswertbar. Die Ordnung drehzahlunabhängiger Frequenzanteile (z.B. impulserregte freie Schwingungen) schwankt allerdings .

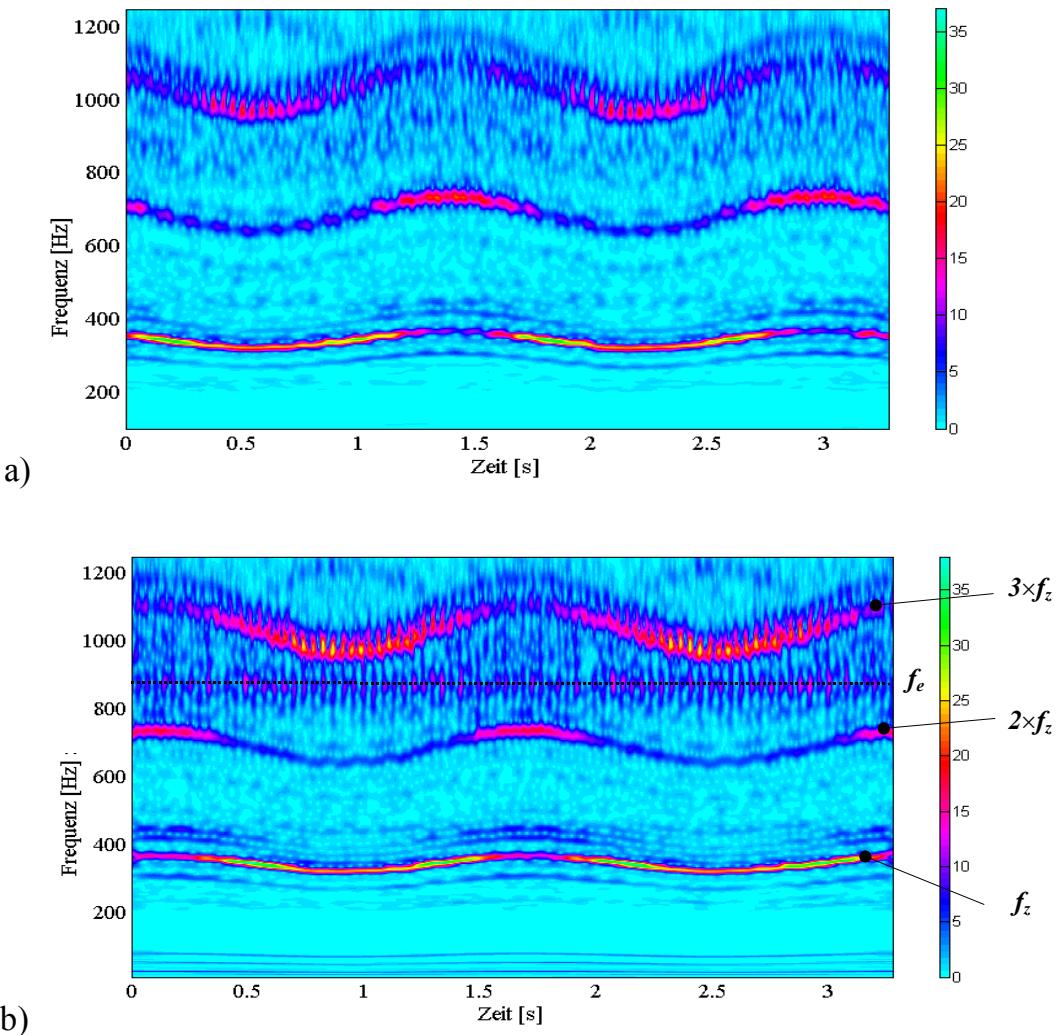


Bild 4.7 : Zeit-Frequenz-Darstellungen von Schwingungssignalen bei Drehzahlschwankung a) Normalzustand; b) schlechter Zustand (Flankenschädigung)

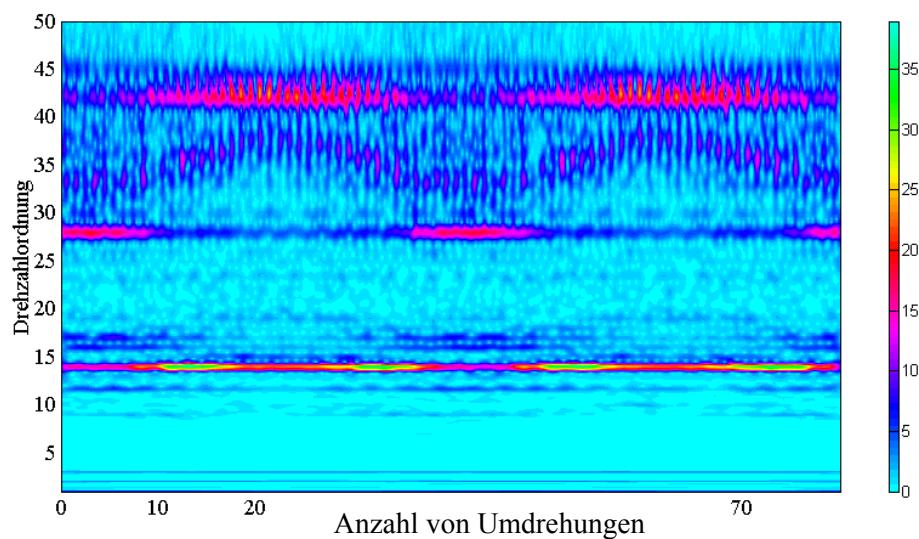


Bild 4.8 : Drehwinkel-Ordnungs-Darstellung des Schwingungssignals gemäß Bild 4.7b

Es wird gezeigt, dass die ZFDs der bei veränderlichen Drehzahlen gemessenen Schwingungssignale folgende Möglichkeiten bieten:

- Trennung von drehzahlunabhängigen Frequenzkomponenten, z.B. Resonanzfrequenzen der Bauteile und drehzahlabhängige Komponenten (Zahneingriffsfrequenzen und ihre Harmonische, Seitenbänder,...).
- Diagnostische Beurteilung von Verzahnungszuständen aufgrund der Erkennung von impulserregten Eigenschwingungen im Schwingungssignal (die z.B. von Einzelschäden verursacht werden können).
- Verkürzung der Diagnosedauer durch die Nutzung der bei An- und Auslaufvorgängen ursprünglich gemessenen Schwingungssignale (kein stationäres Betriebsregime notwendig).
- Ausnutzung von Resonanzeffekten zur Erhöhung der Diagnoseschärfe: Da die schadensbedingten Signalkomponenten durch Resonanzen verstärkt werden können, ist es günstig, das verschmierungsfreie momentane Spektrum der ZFD im Resonanzgebiet als Indikator für Zahnschäden zu nutzen, vgl. dazu Abschnitt 4.3.5.

4.3.2 Ermittlung der momentanen Drehzahlverläufe

Für ein Signal, das eine veränderliche Frequenz hat, wird der momentane Frequenzverlauf $f_x(t)$ nach Gl. (4.12) bestimmt, Mallat [68], Oliveira/Barroso [82]:

$$f_x(t) = \frac{\int_{-\infty}^{+\infty} f \text{ZFV}_x(t, f) df}{\int_{-\infty}^{+\infty} \text{ZFV}_x(t, f) df} \quad (4.12)$$

Diese Methode wird in der Literatur als „Schwerpunktmetode“ bezeichnet, vgl. König [54]. Bei beliebigen Signalen ist die Schwerpunktmetode zur Bestimmung der Momentanfrequenzen meist ungeeignet, da die nach Gl. (4.12) berechneten Frequenzwerte den Mittelwert der Momentanfrequenzen aller Signalanteile darstellen. Die Frequenzbestimmung einzelner Komponenten mittels Schwerpunktmetode ist nur dann möglich, wenn die Integrationen aus Gl. (4.12) über eine „überlappungsfreie Zone“ der einzelnen Frequenzkomponenten durchgeführt wird, vgl. Beispiel in Bild 4.10a. Ein Lösungsweg für dieses Problem besteht in der Bestimmung der lokalen Maxima

der ZFD und wird als „Maximummethode“ bezeichnet. In den meisten Fällen beziehen sich die lokalen Maxima auf einen kleinen Bereich in der Nähe der zu erwartenden Momentanfrequenzen. Die Maximummethode ergibt ein sinnvolles Ergebnis, wenn eine eindeutige Zuordnung der lokalen Maxima garantiert ist. Die Algorithmen zur Extraktion der lokalen Maximumspunkte aus einer ZFD findet man in den Arbeiten von Newland [77], Buchheit u.a. [128]. Die Genauigkeit der Analyse mittels Maximummethode hängt stark von der Zeit- und Frequenzauflösung sowie von der Unterdrückung der Interferenzterme in der ZFD ab.

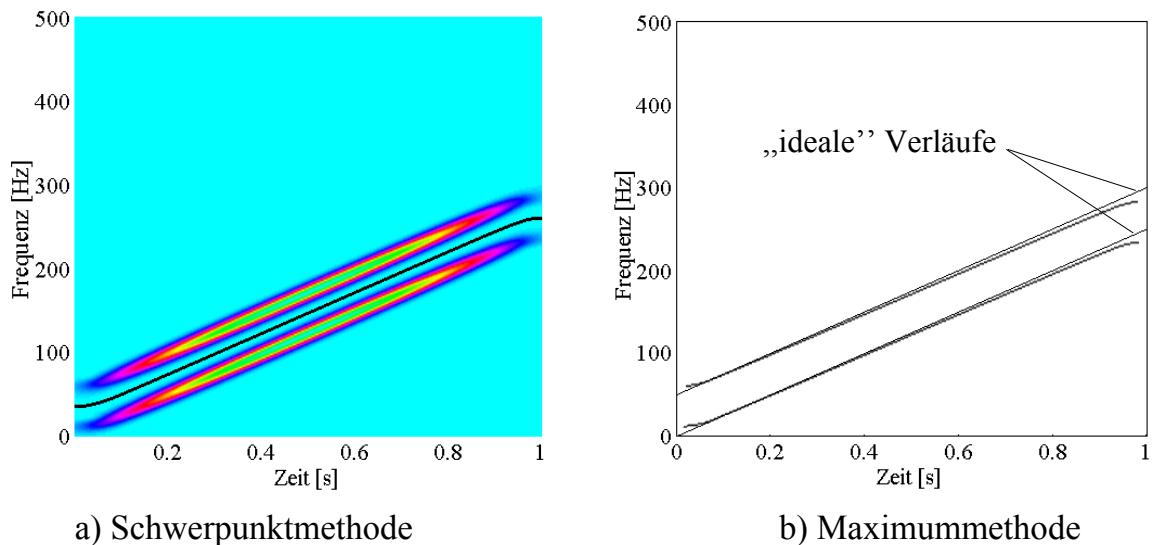


Bild 4.9 : Beispiel zur Bestimmung von Momentanfrequenzen für zwei lineare Chirp-Signale

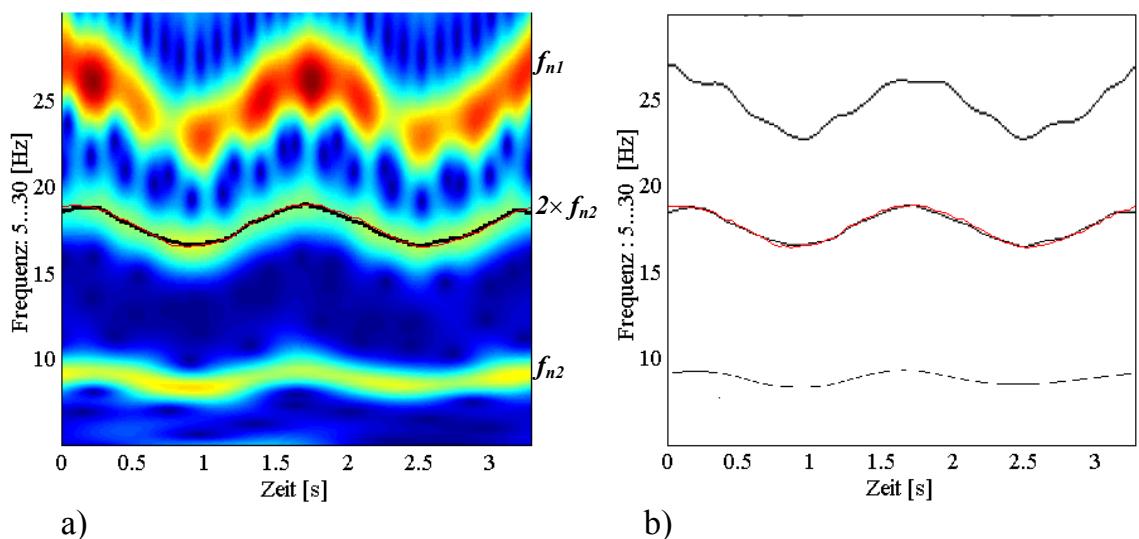


Bild 4.10: Drehzahlverlauf bei einem Zahnrädergetriebe
 Rot: experimentelle Ermittlung mit Hilfe eines Triggersignals;
 Schwarz: Berechnung mit a) Schwerpunktmethode b) Maximummethode

Ein typisches Beispiel für beliebige Signale mit linear veränderlichen Frequenzanteilen zeigt Bild 4.9. Wegen der Mittelwertbildung der einzelnen Frequenzanteile liefert die Schwerpunktmetode die falschen Momentanfrequenzen. Durch den Einsatz der Maximummethode ergibt sich in diesem Fall ein sinnvolles Ergebnis, vgl. Bild 4.9b. Zur Ermittlung von Momentanfrequenzen aus Signalen mit stark gekrümmten Frequenzverläufen sind die KWT und die ZFVs der Cohen's Klasse aufgrund ihrer guten Zeit- und Frequenzauflösung geeignet.

Die winkeläquidistanten Messfolgen werden zur diagnostischen Beurteilung des Verzahnungszustandes auch bei veränderlichen Drehzahlen sehr oft genutzt. Daraus besteht eine neue Aufgabe im Resampling des entsprechenden Signals, wobei die Messung des Drehwinkels einer Getriebewelle nicht mehr notwendig ist. Mit Hilfe des aus der ZFD des Signals ermittelten momentanen Drehfrequenzverlaufs $f_n(t)$ wird der Drehwinkel $\varphi(t)$ der Welle wie folgt berechnet:

$$\varphi(t) = \varphi_0 + 2\pi \int_0^t f_n(t) dt \quad (4.13)$$

Der Drehwinkel $\varphi(t)$ liefert somit die gleiche Information, als ob er durch einen an dieser Welle angebrachten Inkrementalgeber gewonnen worden wäre, vgl. Iwanow/Meltzer [45]. Die Ermittlung von $f_n(t)$ erfolgt durch die Suche der Momentanfrequenzen einer drehzahlabhängigen Signalkomponente in der ZFD (vorzugsweise eine Harmonische der Drehfrequenz). Aus der Getriebekinematik ist die Beziehung dieser Komponente zur Drehfrequenz der Welle immer bekannt. Dadurch kann die momentane Drehzahl in jedem Zeitpunkt umgerechnet werden. Um hinreichend genaue Ergebnisse zu erreichen, ist eine kleine Frequenzschrittweite bei der numerischen Berechnung erforderlich.

Die Anwendungen des momentanen Drehzahlverlaufs und damit des nach (4.13) ermittelten Drehwinkels für die rotorsynchrone Mittelung werden in Abschnitt 5.3.2 dargestellt. Diese Vorgehensweise ist für die Getriebediagnose bei Drehzahlschwankungen besonders hilfreich, wenn die Messung des Triggersignals nicht realisierbar ist.

4.3.3 Adaptive Analyse durch die Anpassung von Zeit- und Frequenzauflösung

Die verwendete Methode ist die KWT mit Morlet-Wavelet, vgl. Abschnitt 3.2.1. Vorteil dieser Methode ist, dass sie aufgrund ihrer steuerbaren Zeit-Frequenz-Auflösung eine *adaptive Signalanalyse* ist. Der Parameter η_0 von Morlet steuert die Zeit- und Frequenzauflösung. Damit stehen verschiedene Zeit-Frequenz-Muster zur Verfügung. Es empfiehlt sich, die Parameterwerte von $\eta_0 = 5$ bis $\eta_0 = 200$ bei der Analyse von Körperschallsignalen bei Getrieben zu verwenden, vgl. dazu Zschieschang [125].

Kleine Parameterwerte des Morlets betonen allerdings mehr die *lokalen Ereignisse*, wobei eine klare Aussage über die in Frequenzrichtung dicht liegenden Komponenten möglich ist, z.B. Erkennung von modulierten Impulsfolgen.

Zur Trennung *benachbarter Frequenzen* lässt sich besonders gut das Morlet mit großen Parameterwerten verwenden, z.B. Erkennung von Seitenbandeffekten infolge der Amplituden- oder Frequenzmodulationen.

Diese Manipulation der Zeit- und Frequenzauflösung kann anschaulich anhand eines Beispiels für die Analyse von einem einfachen Testsignal demonstriert werden. Das Signal $x(t)$ stellt eine amplitudenmodulierte Schwingung mit zwei Modulationsfrequenzen f_n , $2f_n$ und der Trägerfrequenz f_z dar:

$$x(t) = [6 + 3 \cos(2\pi f_n t) + 1,5 \cos(4\pi f_n t)] \cos(2\pi f_z t) \quad (4.14)$$

mit $f_n = 20$ Hz und $f_z = 150$ Hz.

Die ZFD in Bild 4.11 wird mit Morlet ($\eta_0=10$) berechnet. Sie besitzt eine gute Zeitauflösung, aber eine schlechte Frequenzauflösung um die Frequenz f_z . Die Signalkomponente umfasst ein breites Frequenzband. Die periodische Veränderung der Intensität des Streifens in der ZFD ist ein sichtbares Merkmal für Amplitudenmodulation. Dadurch kann die Modulationsfrequenz ermittelt werden. Mit Morlet ($\eta_0 = 50$) hat die ZFD in Bild 4.12b eine gute Frequenzauflösung aber eine schlechte Zeitauflösung. In diesem Fall werden die Seitenbänder des Signalsspektrums durch die horizontalen Streifen mit schwacher konstanter Intensität in der ZFD identifiziert. In Bild 4.12a

kann man den Übergang von einer zur anderen Erscheinung erkennen. Die Frequenzauflösung von Morlet ($\eta_0 = 20$) ist nicht fein genug, um alle Seitenbänder auszulösen.

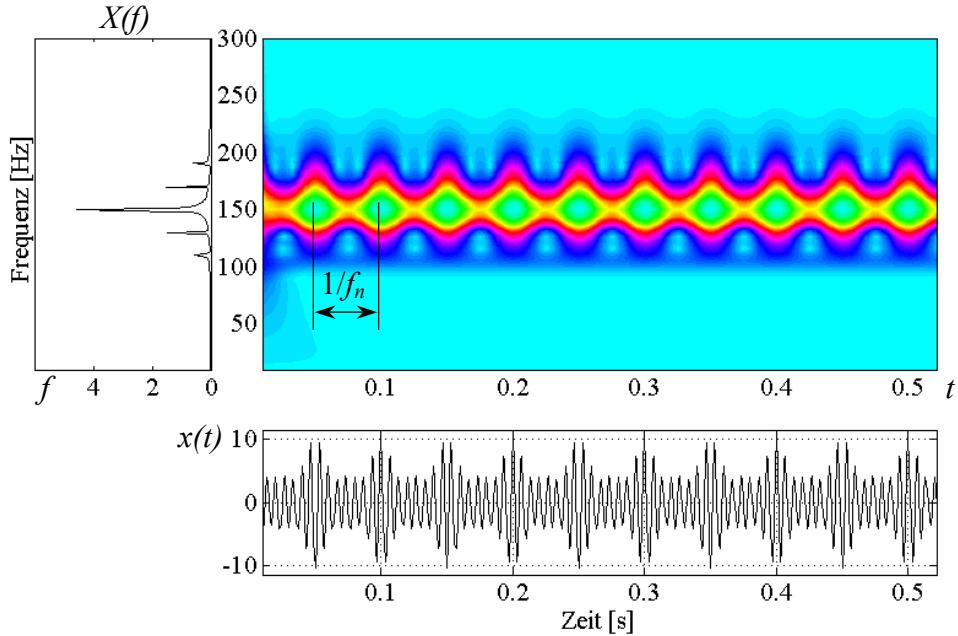


Bild 4.11 : ZFD des Testsignals nach Gl. (4.14) mittels KWT mit Morlet ($\eta_0 = 10$)

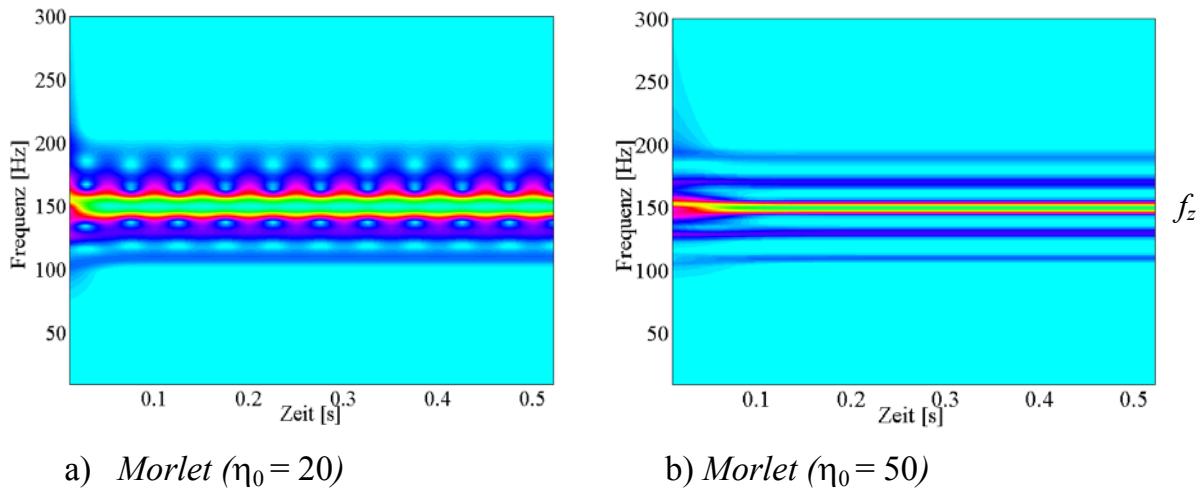


Bild 4.12 : ZFDs des Testsignals mittels KWT

4.3.4 Drehwinkel-Ordnungs-Darstellungen in Polarkoordinaten

Die Zeit-Frequenz-Analyse eines rotorsynchron gemittelten Signals liefert eine *Drehwinkel-Ordnungs-Darstellung*. Die Zeitachse wird dabei durch den Drehwinkel des Rades von 0° bis 360° ersetzt. Durch das „Aufwickeln“ dieser Achse zu einem Kreis erhält man eine anschaulichere Drehwinkel-Ordnungs-Darstellung in Polarkoordinaten (DWOD).

Eine Eigenschaft der KWT ist, dass die Zeitauflösung mit zunehmender Frequenz steigt und die Frequenzauflösung dagegen geringer wird. Bei der DWOD werden die Schwingungskomponenten höherer Ordnung (gute Zeitauflösung), die auf den Kreisen mit großem Radius liegen, geometrisch ausgedehnt. Die niedrigen Ordnungen (schlechte Zeitauflösung) werden gestaucht. Dadurch lassen sich die kurzlebigen Signalanteile bei hoher Ordnung trennschräfer extrahieren. Aus diesem Grund bietet die Darstellung des gemittelten Signals im Polardiagramm durch die KWT-Koeffizienten den Vorteil, dass sich transiente Ereignisse im gemittelten Signal exakt lokalisieren lassen. Darüber hinaus erlaubt die KWT mit dem Morlet die Manipulation der Zeit- und Frequenzauflösung und dadurch eine verfeinerte Erkennung der spektralen Zusammensetzung und der Phasenlage der Signalanteile, vgl. Bild 4.13.

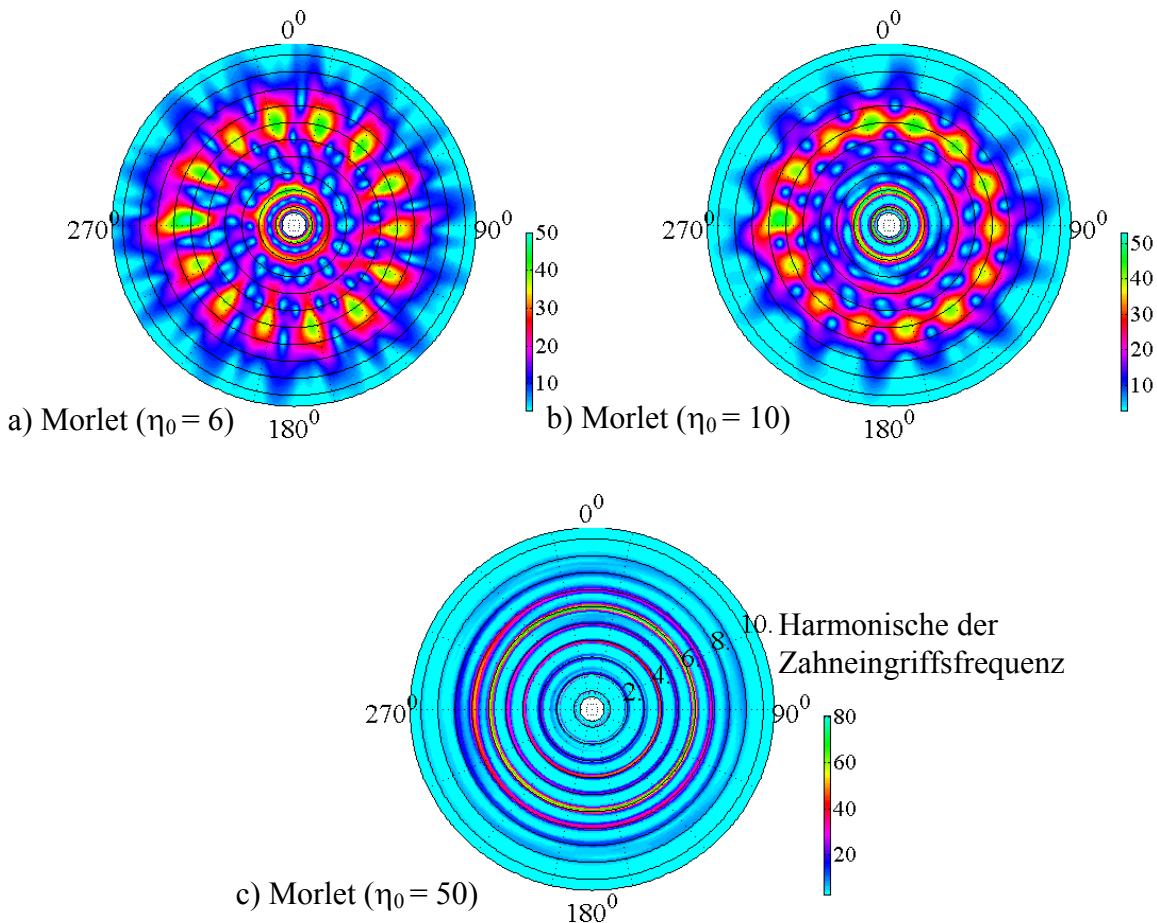


Bild 4.13 : DWODs eines rotorsynchron gemittelten Signals

In der tangentialen Richtung wird die DWOD in Bereiche entsprechend der Zähnezahl des zu untersuchende Zahnrades geteilt. Dadurch lassen sich die geschädigten Zähne leichter lokalisieren. Aufgrund des Vergleichs der Signalamplituden von Zahn zu Zahn

in der DWOD sind die Erkennung mehrerer gleichzeitig geschädigter Zähne des Zahnrades möglich.

Die DWOD in Bild 4.14 stellen die Auswertungen für ein residuelles Signal beim Auftreten von einem Einzelschaden dar. Sie zeigt vorrangig kurzzeitige energiereiche Komponenten, welche bei dem Eingriff des geschädigten Zahnes entstanden ist. Im Vergleich mit dem residuellen Signal (Bild 4.3d) liefert diese residuelle DWOD eine viel bessere Lokalisierung des Schadens.

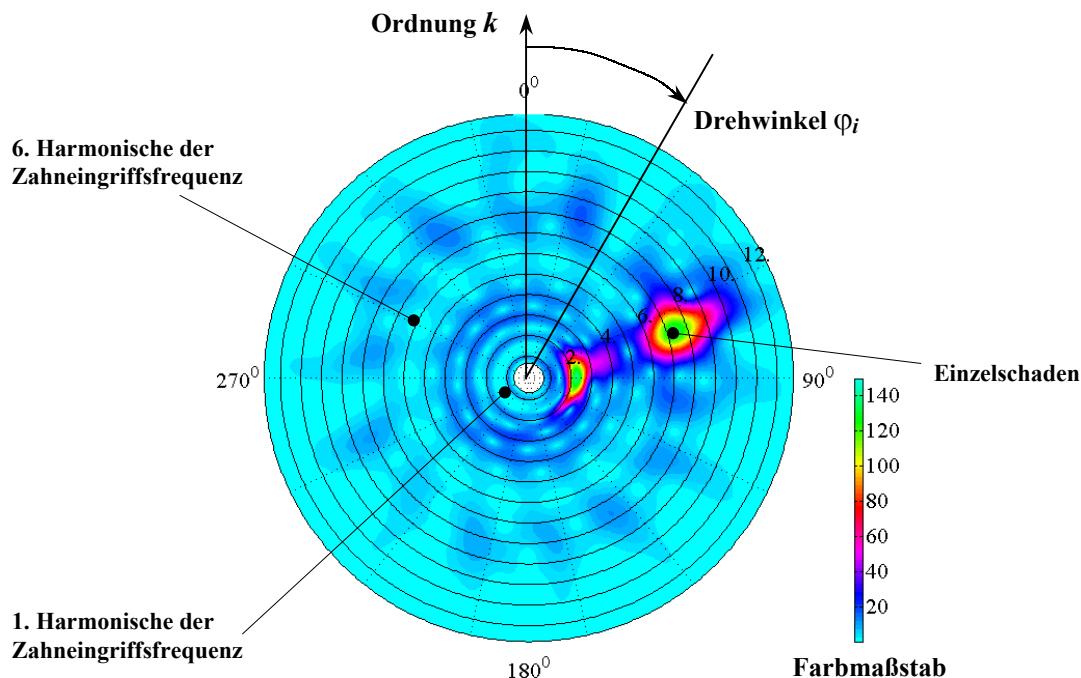


Bild 4.14 : DWOD eines residuellen Signals

Es wird gezeigt, dass die DWOD ein neues Diagnosewerkzeug für die Verzahnungsdiagnose ist:

- Durch die DWODs von gemittelten Signalen (*vollständige* DWODs) werden die, infolge des Zahneingriffes auftretenden Schwingungen deutlicher sichtbar.
- Die DWODs von residuellen Signalen (*residuelle* DWODs) verbessern Aussagekraft und Empfindlichkeit gegenüber den bisher behandelten Diagnoseverfahren.

4.3.5 Merkmalsextraktion mittels Koeffizientenanalyse

Für viele Aufgaben der Getriebediagnose (z.B. Bestimmung von Frequenzwert und Zeitpunkt beim Auftreten eines Ereignisses, Ermittlung der zeitlichen Frequenzänderung einer Schwingungskomponente, Bildung von Zahlenwerten als Diagnosemerkmale zur Bewertung von Schadensintensitäten) sind folgende Nachbearbeitungen der Zeit-Frequenz-Darstellungen geeignet:

- Bildung der momentanen Spektren:

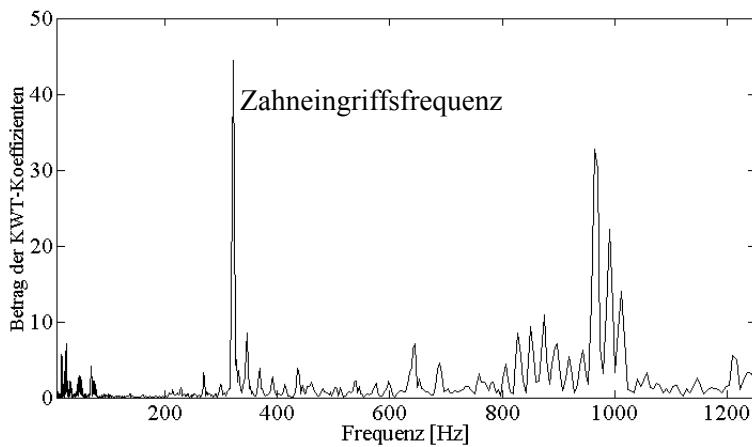


Bild 4.15 : Momentanes Spektrum bei $t=0,95\text{s}$ aus der ZFD in Bild 4.7b

Ein momentanes Frequenzspektrum wird durch einen Schnitt entlang der Frequenzachse in der ZFD gewonnen. Bei diesem Spektrum können die momentanen Frequenzwerte des Signals zu einem gewünschten Zeitpunkt festgestellt werden, vgl. Bild 4.15. Diese Methode ist zur Bestimmung von Resonanzfrequenzen des Getriebes bei Hochlaufvorgängen geeignet, vgl. Abschnitt 5.3.1.

- Bildung der Amplitudenhüllkurven aus der ZFD:

Die Hüllkurve der Signalamplitude wird durch einen Schnitt entlang der Zeitachse zu einem Frequenzpunkt oder durch die zeitliche Koeffizientenmittelung bei einem Frequenzband in der Zeit-Frequenz-Darstellung gebildet. Die ermittelte Hüllkurve ist zur Untersuchung der Amplitudenmodulationen von impulserregten freien Schwingungen von besonderer Bedeutung.

Bild 4.16 zeigt die gebildeten Amplitudenhüllkurven aus den ZFDs der ungemittelten Signale von zwei verschiedenen Verzahnungszuständen. Das Frequenzband wird so ausgewählt, dass es eine Eigenfrequenz zwischen der 2. und 3. Harmonischen der

Zahneingriffsfrequenz umfasst. Es zeigt sich hier eine viel deutlichere Anhebung des Signals bei dem stark geschädigten Zustand, als dies bei den ZFDs des Gesamtsignals möglich ist (vgl. Bilder 4.7a und 4.7b).

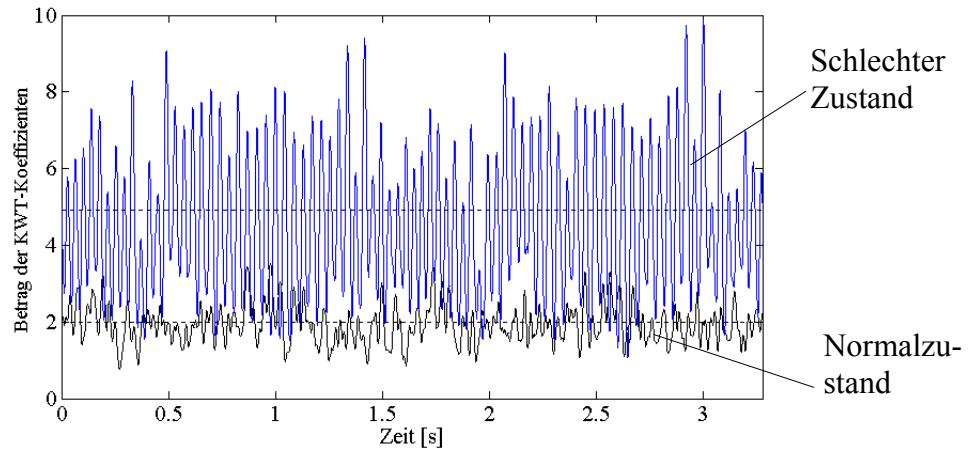


Bild 4.16: *Hüllkurven im Frequenzband 800-930 Hz aus den ZFDs in Bild 4.7*

Mit dieser Vorgehensweise kann man auch die Amplitudenhüllkurven von rotorsynchron gemittelten Signalen bilden. Es bietet sich an, für diese Hüllkurve Merkmale wie Effektivwert, Spitzenwert, den Crest-Faktor oder die Kurtosis-Bewertung zu bilden und als zusätzliche Merkmale bei einer multivariaten Diagnose (z.B. mittels Fuzzy - Klassifikator) zu verwenden. Dabei ist die Lokalisierung des Schadens auf dem Radumfang möglich, vgl. dazu Bild 5.23 in Abschnitt 5.4.1.

- Unterdrückung kleiner Koeffizienten der ZFD:

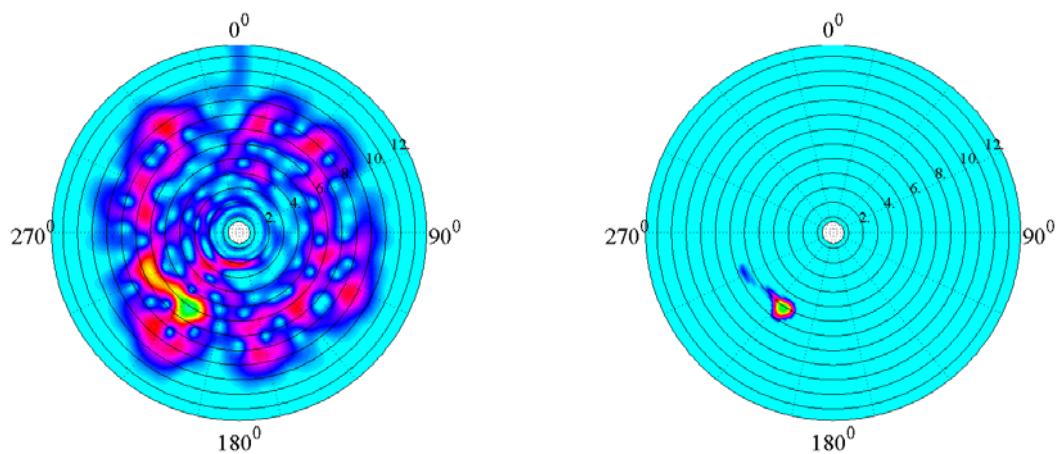


Bild 4.17 : *Beispiel für Unterdrückung kleiner Koeffizienten der DWOD zur besseren Erkennung des lokalen Zahnschadens*

Durch einen signalangepassten Schwellenwert werden kleine Koeffizienten Null gesetzt. Diese Bearbeitung ermöglicht eine Erhöhung der Interpretierbarkeit der ZFD bei der Analyse von stark verrauschten Schwingungssignalen, vgl. Bild 4.17.

Eine Voraussetzung für die hohe Genauigkeit der Koeffizientenanalyse ist eine genügend kleine Schrittweite auf Zeitachse und Frequenzachse der ZFD. Dies führt zu einem hohen Rechenaufwand, besonders bei der Verwendung von ZFVs der Cohen's Klasse. Deshalb wird die KWT in den nachfolgenden Untersuchungen oft genutzt.

4.3.6 Extraktion von einzelnen schadensrelevanten

Schwingungskomponenten

Die folgende Vorgehensweise stellt die *Extraktion von einzelnen schadensrelevanten Schwingungskomponenten* dar. Ihre Erkennung basiert auf die Koeffizientenanalyse (siehe Abschnitt 4.3.5). Nachfolgend werden die Ordnungsspektren von rotorschynchron gemittelten Signalen so editiert, dass nur die schadensrelevanten Schwingungskomponenten übrig bleiben:

- 1) Ermittlung der Ordnung oder Frequenz der interessierenden Komponente durch Koeffizientenanalyse: Aufsuchen des Zeitpunktes, zu welchem die höchste Schwingungsamplitude in einem Frequenzband auftritt. Dann werden die Frequenzwerte (oder Ordnungen) mittels der ZFDs mit höherer Frequenzauflösung ermittelt. Dadurch kann die den Schaden kennzeichnende Frequenzkomponente (das kann eine durch einen Eingriffsstoß angeregte Eigenfrequenz oder das Seitenband einer Zahneingriffsharmonischen infolge der Amplitudenmodulation sein) genau festgestellt werden.
- 2) Trennung dieser Komponente aus dem Gesamt-Ordnungs-Gemisch, indem alle anderen Komponenten eliminiert werden und nur diese Komponente allein in DWODs dargestellt wird. Im Extremfall kann nur noch eine einzelne Ordnungslinie (z.B. eine Ordnungslinie entsprechend einer Eigenfrequenz) dargestellt werden.

Diese Methode ist zur Identifikation der Schwingungsursachen aus Schwingungssignalen von besonderer Bedeutung. Ihre Anwendbarkeit bei der Verzahnungsdiagnose wird in Abschnitt 5.3.3 nachgewiesen.

4.4 Diagnosestrategie

Basierend auf der Untersuchungen in den Abschnitten 4.3.1 bis 4.3.6 wird eine neue Strategie zur Verbesserung der Erkennung von Zahnschäden an Zahnradgetrieben entwickelt. In Bild 4.18 ist diese Diagnosestrategie dargestellt. Die vorgeschlagenen Analyseverfahren erlauben es, Zahnschäden auch bei veränderlicher Getriebedrehzahl zu erkennen, vgl. dazu Beispiel in Bild 4.19. Sie können für die Diagnose an mehrstufigen Getrieben bzw. an Planetengetrieben eingesetzt werden.

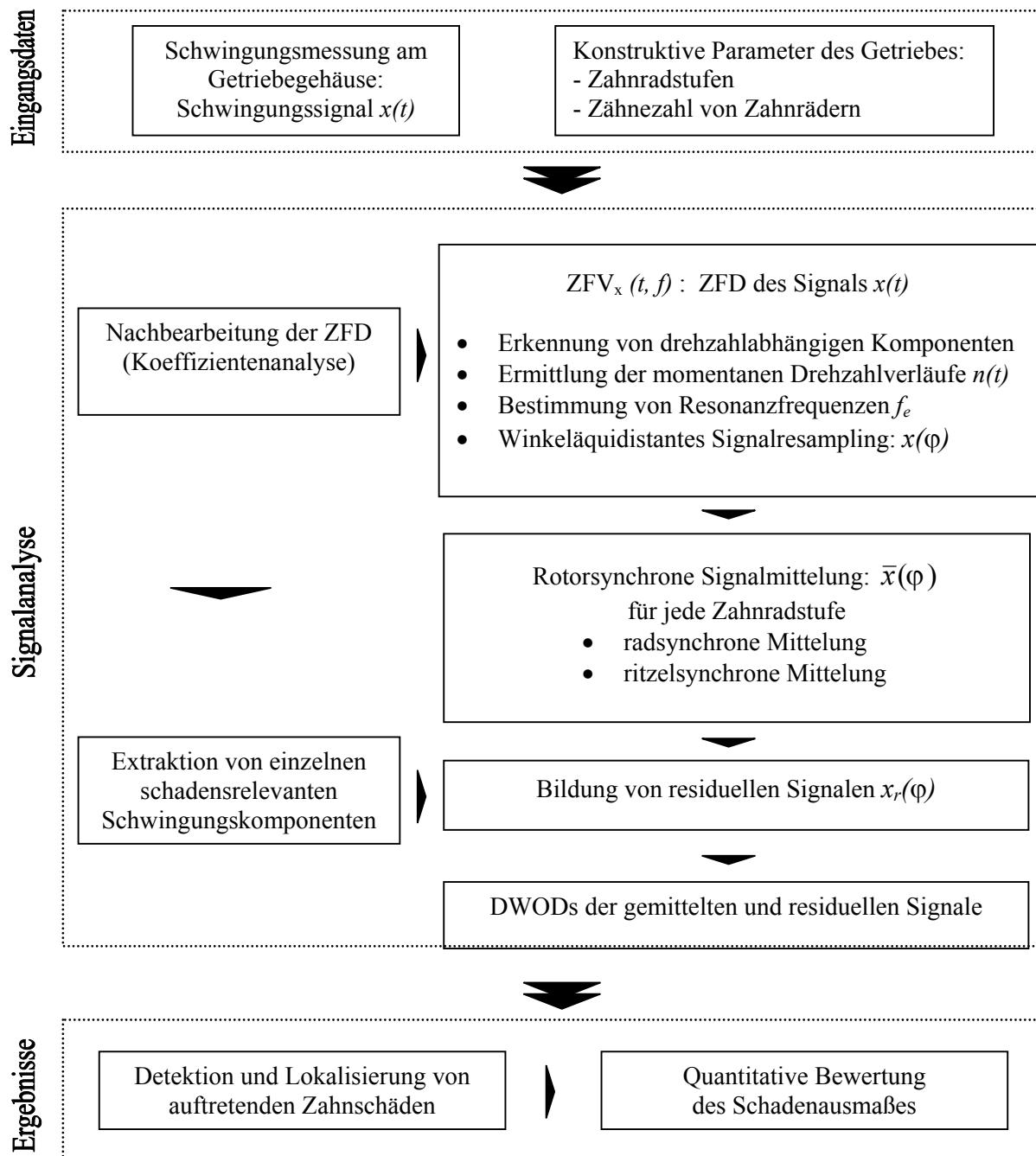


Bild 4.18 : Schritte der neuen Diagnosestrategie zur Verbesserung der Verzahnungsdiagnose

Das erste Schritt der Signalanalyse in Bild 4.18 ist die Transformation des ursprünglichen, unmittelten Signals in den Zeit-Frequenz-Bereich mittels Wavelet-Transformation oder anderer ZFVs, vgl. dazu Abschnitte 3.2 und 3.3. Die **Zeit-Frequenz-Darstellung** des Signals dient als Ausgangspunkt für die weitere Analyse:

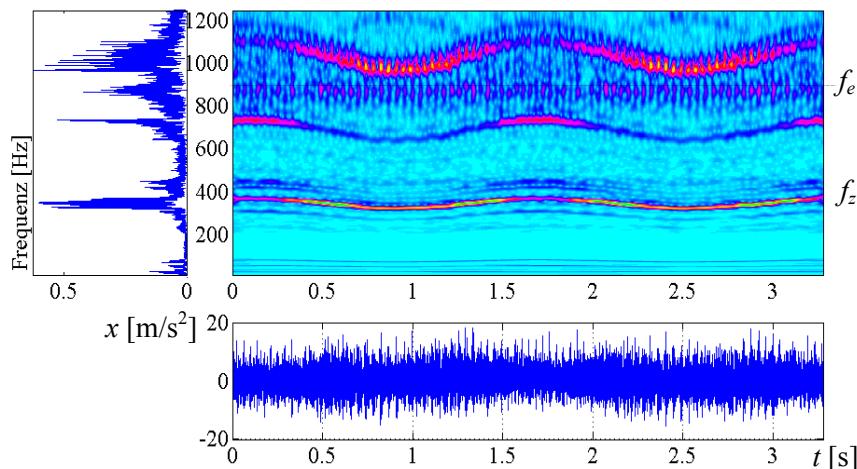
- Feststellung von drehzahlabhängigen Komponenten im Signal (Abschnitt 4.3.1) und Bestimmung von möglichen Resonanzfrequenzen des Getriebes mittels Koeffizientenanalyse (Abschnitt 4.3.5).
- Ermittlung der momentanen Drehzahlverläufe $n(t)$ mittels der im Abschnitt 4.3.2 beschriebenen Methoden (Schwerpunktmetode oder Maximummethode). Mit Hilfe des gemäß Gl. (4.13) berechneten Drehwinkels $\varphi(t)$ lässt sich nach jeder vollen Umdrehung ein *fiktiver Triggerimpuls* konstruieren, welcher die aufeinanderfolgenden Umdrehungen trennt und das Resampling der zeitäquidistant abgetasteten Messwerte $x(t)$ in drehwinkeläquidistante Werte $x(\varphi)$ ermöglicht (Abschnitt 4.2.3).

Das zweite Schritt ist die **rotorsynchrone Mittelung** von drehwinkeläquidistanten Messfolgen nach Gl. (4.6). Bei jeder Zahnradstufe hat man die Möglichkeit zur rad-synchronen und ritzelsynchronen Mittelung ($\bar{x}(\varphi_1)$ und $\bar{x}(\varphi_2)$). Dadurch ist die Erkennung und Lokalisierung der an beiden Zahnrädern auftretenden Einzelschäden möglich.

Das dritte Schritt ist die **Bildung des residuellen Signals** $x_r(\varphi)$ mit Hilfe der Methode „*Extraktion von einzelnen schadensrelevanten Schwingungskomponenten*“ (Abschnitt 4.3.6). Im vierten Schritt werden die **Drehwinkel-Ordnungs-Darstellungen in Polarkoordinaten** (vollständige und residuelle DWODs) verwendet (Abschnitt 4.3.4).

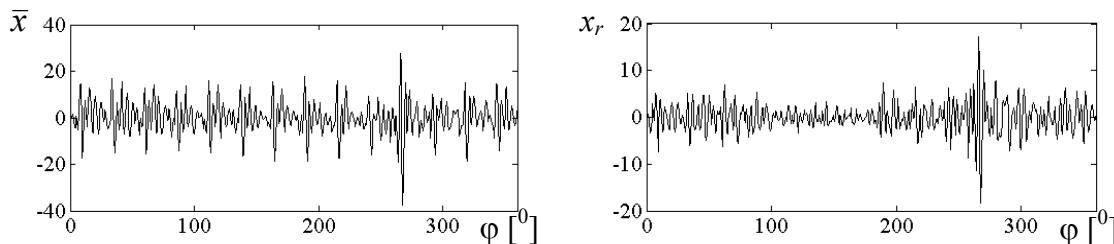
- Durch den Vergleich der Signalamplituden von Zahn zu Zahn in der DWOD werden die auftretenden Zahnschäden detektiert und lokalisiert.
- Die quantitative Bewertung des Schadenausmaßes erfolgt durch die Bildung der Amplitudenhüllkurven mittels Koeffizientenanalyse (Abschnitt 4.3.5). Es bietet sich an, für diese Hüllkurve Merkmale wie den Crest-Faktor C_r oder Kurtosis K_r zu bilden.

- Einlesen von Schwingungssignalen
- 1)** Transformation der Messreihen mittels Zeit-Frequenz-Analyse zur Ermittlung der momentanen Getriebedrehzahl, der Resonanzfrequenzen.



- Resampling der zeitäquidistant abgetasteten Messwerte in drehwinkeläquidistante Werte unter Berücksichtigung der momentanen Drehzahl.

2) Rotorsynchrone Signalmittelung und **3)** Bildung des residuellen Signals



4) Drehwinkel-Ordnungs-Darstellungen in Polarkoordinaten (DWODs)

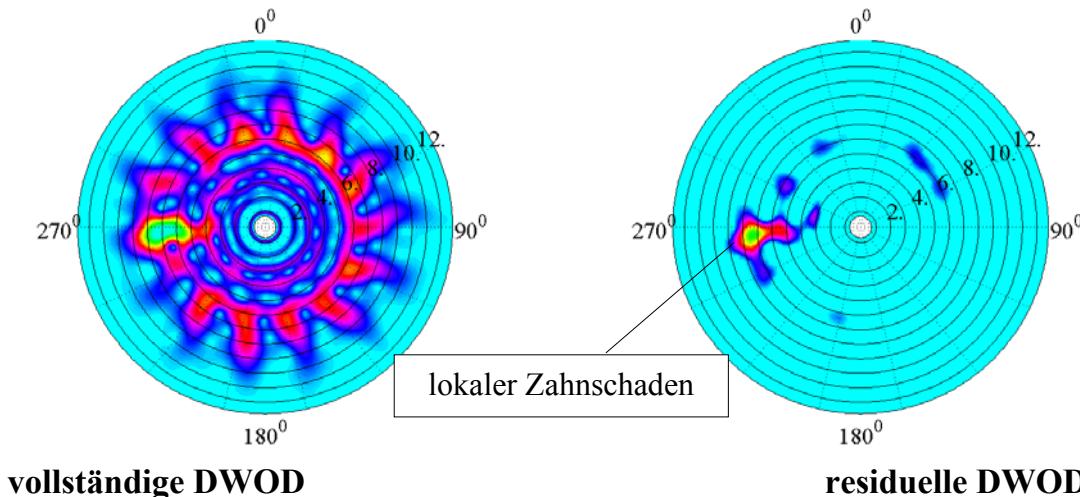


Bild 4.19 : Beispiel für die Signalanalyse zur Erkennung von Schäden an einer Zahnradstufe bei veränderlicher Drehzahl

4.5 Rechenprogramm zur Signalanalyse und Merkmalextraktion

Gegenwärtig steht dem Interessenten Software auf Basis des Programm Paketes MATLAB®, z.B. [126], [127], [128] für die Zeit-Frequenz-Analyse zur Verfügung. Die MATLAB-Kompatibilität sichert den Zugriff auf ein komfortables Mathematik-Programmsystem mit seiner Toolbox zur Signalanalyse (Signal Processing Toolbox). Dadurch vereinfacht es die Berechnungsalgorithmen der ZFVs.

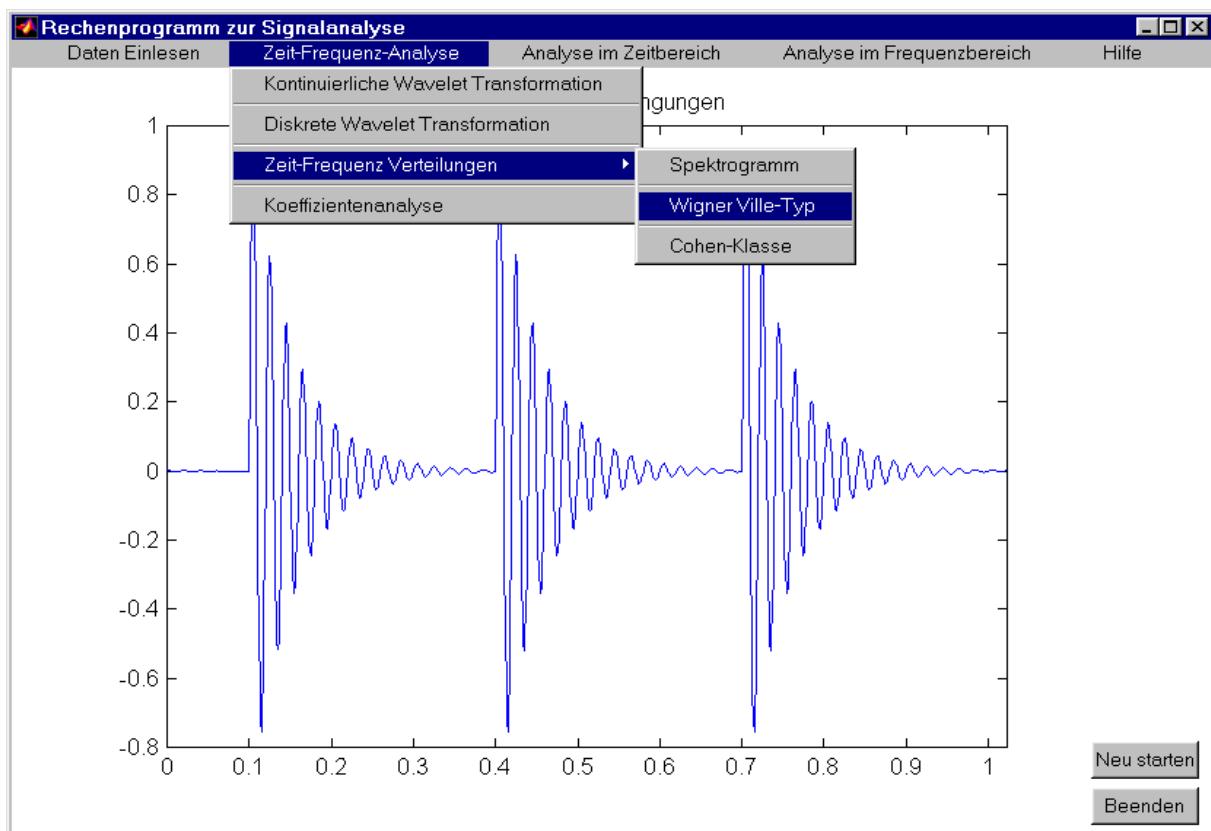
Es wurde ein Rechenprogramm ⁽¹⁾ mit Menüleisten und Dialogfenstern basierend auf MATLAB® (Version 5 oder 6) entwickelt, welches die Anwendung aller oben beschriebenen Diagnoseverfahren ermöglicht. Die Signalanalyseprozeduren mit verschiedenen konventionellen Verfahren (siehe Abschnitt 4.2) und Methoden der Zeit-Frequenz-Analyse (siehe Kapitel 3) werden zusammengestellt und programmtechnisch umgesetzt. Das Rechenprogramm enthält auch die eigenentwickelten neuen Tools (siehe Abschnitt 4.3).

Bild 4.20 zeigt das *Hauptfenster*, welches das zentrale Bedienelement des Rechenprogramms ist. Hier können die Signalanalyseprozeduren über den entsprechenden Menübefehl ausgewählt werden. Sie bestehen aus: Analyse im Zeitbereich, Analyse im Frequenzbereich und Zeit-Frequenz-Analyse.

Ein spezielles *Dialogfenster* ermöglicht die für das ausgewählte Analysenverfahren (z.B. rotorsynchrone Signalmittelung oder Wavelet-Transformation) erforderlichen Einstellungen. Es besteht die Möglichkeit, die Ergebnisse als Text oder in grafischer Form zu speichern. Die Vorteile dieses Programms liegen in seiner übersichtlichen und einfachen Bedienung durch die menügeführte Benutzeroberfläche. Dies soll durch nachfolgende Beispiele demonstriert werden, vgl. Bilder 4.21 und 4.22.

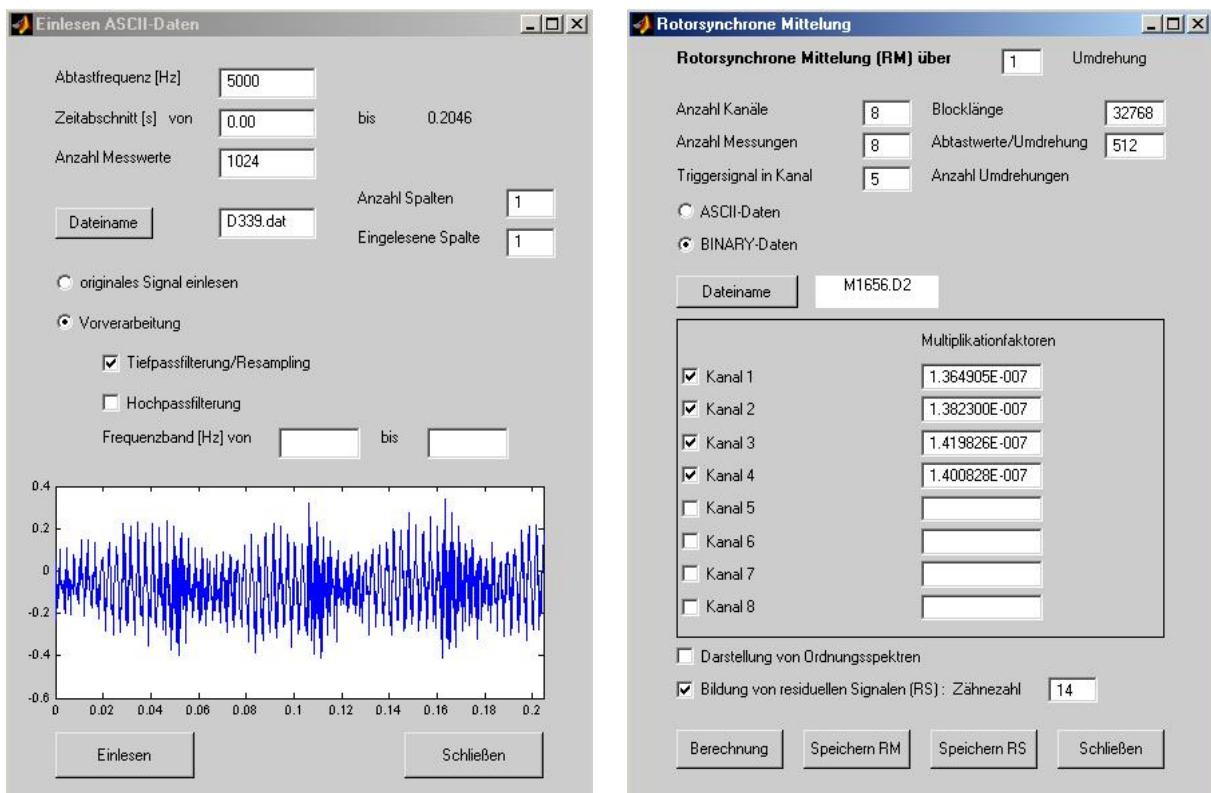
⁽¹⁾ Dieses Rechenprogramm wurde in Rahmen des Forschungsprojektes „Einsatzerweiterung der Verzahnungsdiagnose durch kostengünstige Mikrosysteme und durch Anwendung bei veränderlichen Betriebszuständen“ unter maßgeblicher Mitwirkung des Doktoranden erarbeitet. Es wird nach Abschluss des Projektes als FVA-Forschungsbericht dokumentiert.

Dieses Forschungsprojekt wurde von der Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen e.V. (AIF) aus Mitteln des Bundesministeriums für Wirtschaft (BMWi) im Rahmen des Initiativprogramms „Zukunftstechnologien für kleine und mittlere Unternehmen“ (ZUTECH) gefördert (AIF-Vorhaben Nr. 37 ZBR/1).



Daten Einlesen	Zeitbereich	Frequenzbereich	Zeit-Frequenz-Bereich
ASCII-Format	Statistischer Kennwerte und Kennfunktionen	Frequenzanalyse	Wavelet-Transformation (KWT, DWT, WPT)
Binary-Format	Digitale Filterung	Bandkondensation	STFT/ Spektrogramm
Testsignale	Amplituden- und Phasendemodulation	Spektrummittelung	ZFVs der Cohen's Klasse
	Signalresampling	Kepstrumanalyse	Ermittlung von momentanen Frequenzen
	Rotorsynchrone Signalmittelung		Koeffizientenanalyse auf der Basis der ZFV

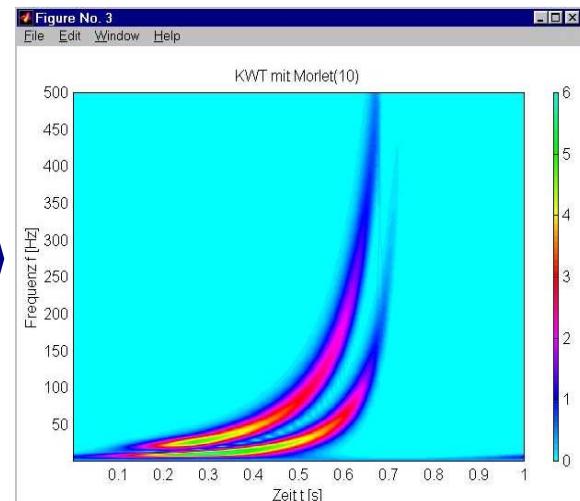
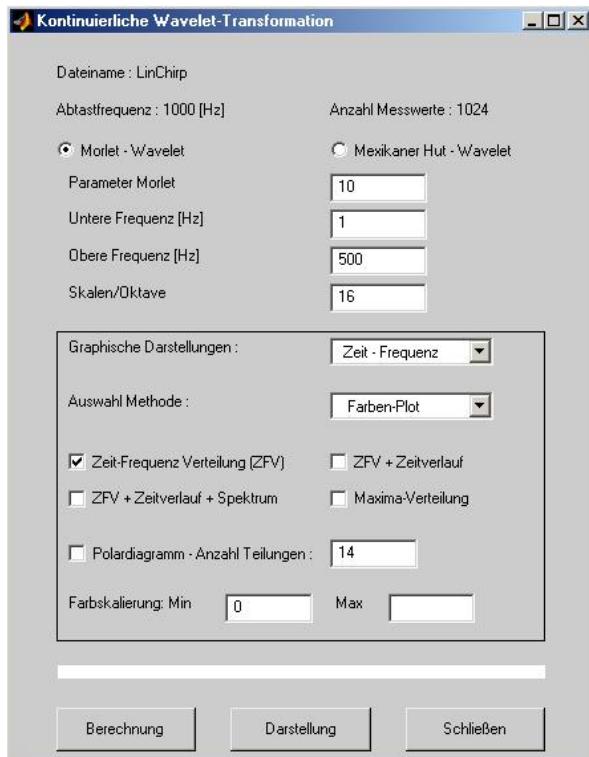
Bild 4.20 : Hauptfenster und Konzeption des Rechenprogramms



a)

b)

Bild 4.21: Dialogfenster a) zum Einlesen von Messdaten,
b) zur rotorsynchronen Signalmittelung



a)

b)

Bild 4.22: a) Dialogfenster zur Parametereingabe für die KWT,
b) graphische Darstellung des Ergebnisses

5 Anwendungsbeispiele

5.1 Prüfstände

- Prüfstand mit hydraulischer Verspannung

Der Prüfstand dient der Untersuchung der Schadensarten Zahnflankenschäden (Pittings) und Zahneckausbrüche. Er besteht aus zwei einstufigen Stirnradgetrieben (Prüfgetriebe und Rückgetriebe), die mit einer hydraulischen Verspannkupplung gegeneinander verspannt werden. Der Aufbau des Prüfstandes ist in Bild 5.1 dargestellt. Durch diese hydraulische Kupplung ist es möglich, das Verspannmoment während des Betriebes zu variieren. Das Maximalmoment der Verspannkupplung liegt bei 1500 Nm. Der Antrieb erfolgt durch einen drehzahlregelbaren Antriebsmotor mit einem Drehzahlbereich zwischen 500 und 2000 1/min. Mit Hilfe eines computergestützten Regelungssystems ist die Steuerung der Drehzahl nach vorgegebenen Funktionen möglich.

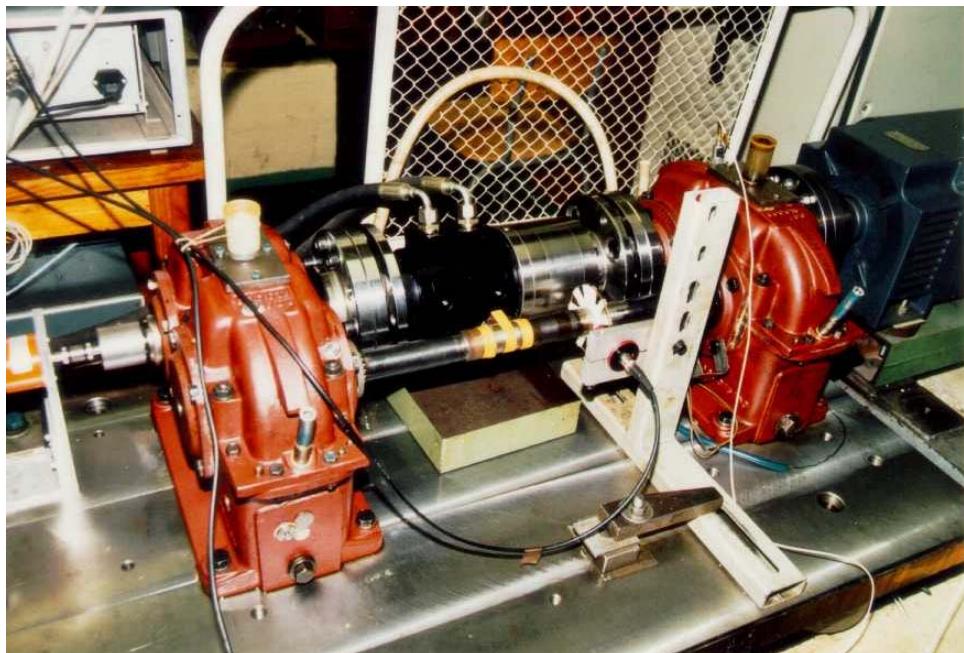


Bild 5.1: *Prüfstand mit hydraulischer Verspannung*

Beide Getriebestufen bestehen aus schrägverzahnten evolventischen Stirnrädern. Um den Einfluss des Rückgetriebes auf die Messergebnisse am Prüfgetriebe zu minimieren, sind die Räder des Rückgetriebes Einsatzgehärtet und geschliffen. Tabelle 5.1 zeigt die wichtigsten Verzahnungsdaten des Prüfgetriebes. Die Gesamtüberdeckung

von 2,2 für das Prüfgetriebe liegt im Bereich für Standardschrägverzahnungen. An dieser Zahnpaarung erfolgte die Untersuchung mit simulierten Schäden.

Kenndaten	Ritzel	Rad
Achsabstand (mm)	125,00	
Normalmodul (mm)	4,50	
Eingriffswinkel ($^{\circ}$)	20,00	
Eingriffsstrecke (mm)	19,371	
Schrägungswinkel ($^{\circ}$)	14,56	
Zähnezahl Z	14	39
Zahnbreite b (mm)	67,00	45,00
Grundkreisradius r_b (mm)	30,46	84,86
Grundkreisteilung (mm)	13,672	13,672
Profilüberdeckung ε_a	1,417	
Sprungüberdeckung ε_β	0,800	

Tabelle 5.1: Kenndaten des Prüfgetriebes

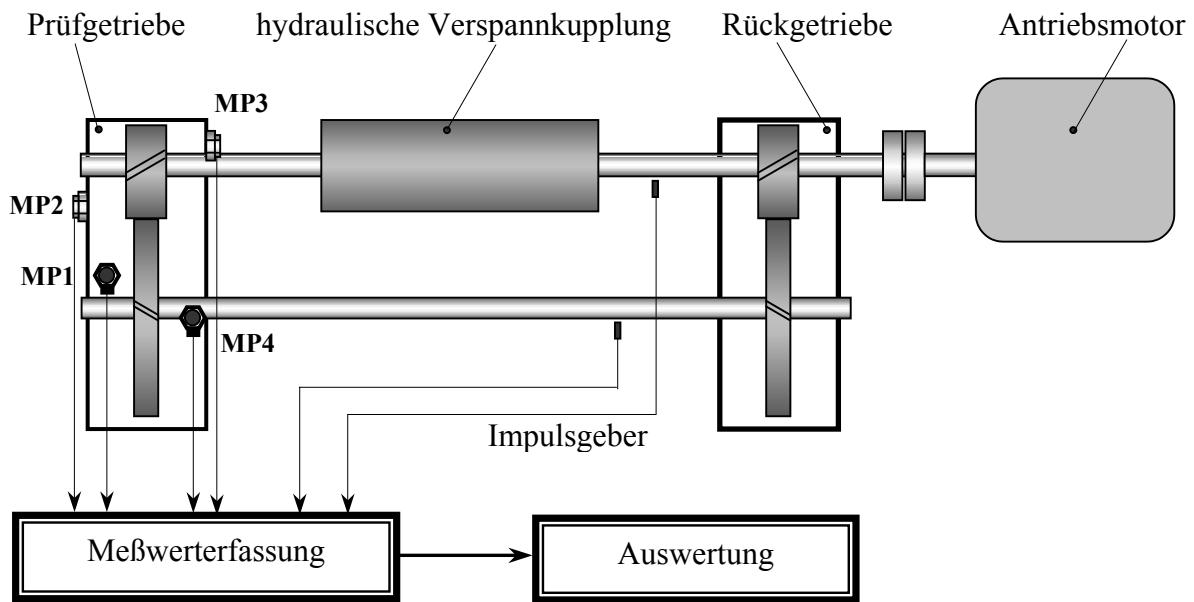


Bild 5.2 : Schematische Darstellung des Prüfstandes mit Messkette

Mittels Beschleunigungsaufnehmern Typ 307A (ICP) der Firma PCB wurden Beschleunigungssignale am Getriebegehäuse gemessen. Bild 5.2 zeigt die Anordnung der Beschleunigungsaufnehmer, die am Prüfgetriebe jeweils radial (Aufnehmer 1 und 4) und axial (Aufnehmer 2 und 3) in unmittelbarer Nähe der Ritzel- und Radlager befestigt wurden. Zur Erzeugung der Triggersignale wurden ein induktiver

Impulsgeber an der Ritzelwelle und ein optischer Impulsgeber an der Radwelle angebracht. Die Signale wurden mit Hilfe der Messwerterfassungssoftware (DIFA) aufgezeichnet. Die Aufnahme und Speicherung der Zeitsignale erfolgte zustandsabhängig.

- Prüfstand mit mechanischer Verspannung

An einem zweiten Prüfstand mit mechanischer Verspannmöglichkeit der beiden Getriebewellen wurden Dauerbruchversuche durchgeführt. Dieser Prüfstand arbeitet mit konstanter Drehzahl und konstantem Drehmoment ohne spezielle Steuerung. Das Verspannmoment wird über einen Belastungshebel aufgebracht, wodurch hinreichend große Momente erzeugt werden können. Das Prüfgetriebe besitzt eine geradverzahnte Stirnradpaarung mit dem Übersetzungsverhältnis von 35/27. Die Messkette entspricht der in Bild 5.2 beschriebenen.

5.2 Versuchsprogramm

Es wurden Versuche zur Erhöhung der Diagnoseschärfe sowie der Diagnosemöglichkeit bei veränderlichen Drehzahlen durchgeführt. Sie gliedern sich jeweils in Kurz- und Langzeitversuche. Die Kurzzeitversuche mit künstlich erzeugten Schäden an den Prüfrädern wurden bei zeitlich veränderlichen Antriebsdrehzahlen durchgeführt. Langzeitversuche mit den zu erwartenden Ermüdungsschäden an Zahnflanken und Dauerbrüchen an Zahnpaaren wurden zeitlich verkürzt durch die Verwendung von Zahnpaarungen mit geringerer Flankenhärte und dauerhafter Lastüberhöhung. Drehzahl und Verspannmoment blieben dabei konstant. Die Abtastfrequenz betrug bei allen Messungen 10 kHz.

- Kurzzeitversuche

Bild 5.3 zeigt die regelbaren Drehzahländerungen $n(t)$. Die sinusförmigen Drehzahl schwankungen der Ritzelwelle des Prüfstandes simulieren unbekannte zufällige Drehzahlschwankungen im Betriebszustand. Die Anlaufvorgänge der Getriebe sind durch linear ansteigende Drehzahlen gekennzeichnet. Außerdem wurden die Messungen auch bei konstanten Drehzahlen von 600 1/min und 1800 1/min durchgeführt. In Tabelle 5.2 sind die Sollwerte der Zahneingriffsfrequenz entsprechend den vorgegebenen Drehzahlverläufen angegeben. Zur Untersuchung des Einflusses von Lastmomenten

auf die Erkennbarkeit der Verzahnungsschäden wurden zwei konstante Verspannmomentstufen von 40 Nm (niedriges Lastmoment) und 400 Nm (mittleres Lastmoment) in allen Messungen verwendet. Jede Messung wurde mehrmals wiederholt.

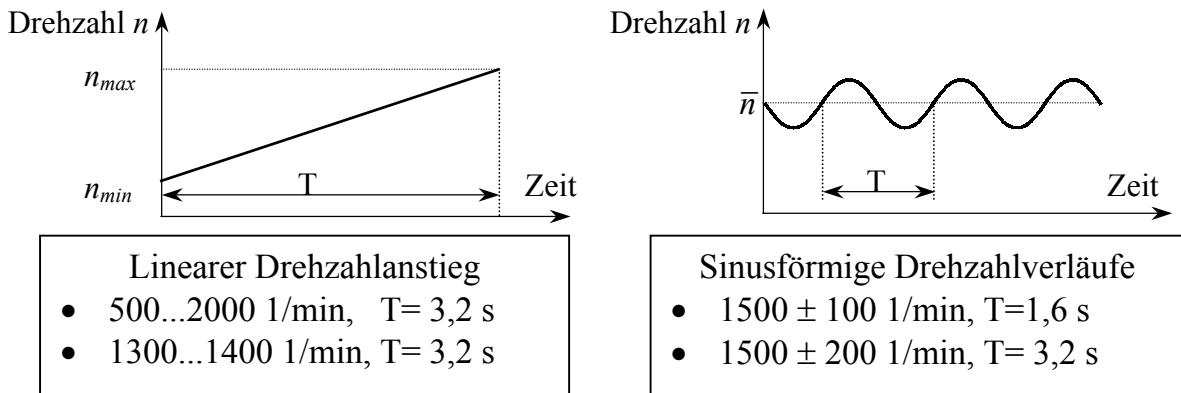


Bild 5.3 : *Drehzahländerungen bei den Kurzzeitversuchen*

Drehzahländerung (1/min.)	f_z (Hz)
500 ... 2000 (linear)	116,67 ... 466,67
1300 ... 1400 (linear)	303,33 ... 326,67
1500 \pm 100 (sinusförmig)	$350 \pm 23,33$
1500 \pm 200 (sinusförmig)	$350 \pm 46,67$

Tabelle 5.2: *Berechnete Sollwerte der Zahneingriffsfrequenz f_z*

Die Versuchsliste bezüglich der Zahnschäden ist in Tabelle 5.3 dargestellt. Für die ersten Messungen standen eine neuwertige Verzahnung zur Verfügung. Die Schadensintensität wurde durch das Verhältnis von Pittingfläche $F_{Pitting}$ zu Zahnflankenfläche F_{Flanke} bestimmt, vgl. DIN 3979 [132]:

$$\text{Maximaler Einzelschaden} = \frac{F_{Pitting, \max}}{F_{Flanke}} 100(\%)$$

$$\text{Mittlerer Gesamtschaden} = \frac{\sum F_{Pitting}}{\sum F_{Ritzelflanke} + \sum F_{Radflanke}} 100(\%)$$

Die Flankenschäden betragen zwischen 10% (schwacher Einzelschaden) und 60% (starker Einzelschaden) am Ritzel sowie als Schadenskombinationen am Ritzel und

am Rad. Die Prüfräder mussten während der Versuchsdurchführung entsprechend des Versuchprogramms gewechselt werden. Dadurch ergaben sich zusätzliche Schwierigkeiten für die Diagnose infolge der durch veränderter Montagebedingungen entstandenen Streuung.

		Rad				
Maximaler Einzelschaden [%]		0	10		30	
Ritzel	Anzahl geschädigter Flanken		1	3	1	3
	0	***	*	*	*	*
	10	1	*	*	*	*
	20	1	**	*		*
	30	1	**	*	*	*
		3	*			
	60	1	*			*
		3	*			

Tabelle 5.3: Zahnflankenschädigung bei Kurzzeitversuchen (*: Messung)



a)

b)

Bild 5.4 : Zahnschäden:
a) künstlich erzeugte Schäden
b) Ermüdungsschäden auf Zahnflanken

- Langzeitversuche mit Zahnflanken-Ermüdungsschäden

Es gibt zwei auswertbare Langzeitversuche, die am Prüfstand mit hydraulischer Ver- spannung bei konstanter Drehzahl von 1500 1/min und bei konstantem Moment von 650 Nm durchgeführt wurden. Jeder Versuch dauerte über 25 Stunden bis zur starken Grübchenbildung auf den Zahnflanken des Ritzels. Die Aufnahme der Signale erfolgte mit Schadenszuordnungen, vgl. Tabelle 5.4 in Abschnitt 5.4.1.

- Langzeitversuche mit Zahnfuß-Dauerbrüchen

Die Langzeitversuche wurden am Prüfstand mit mechanischer Verspannung bei konstanter Drehzahl von 1500 1/min und bei konstantem Verspannmoment von 820 Nm durchgeführt. Für die Auswertung standen zwei Versuche zur Verfügung. Der Schadensfortschritt erfolgte vom Gut-Zustand bis hin zum totalen Ausbruch von einem Zahn. Die Tiefe der Zahnanrisse wurden durch eine Fremdfirma mittels Wirbelstrom- Prüfung gemessen. Da die Ergebnisse noch nicht ausgewertet sind, erfolgt die Darstel- lung der Diagnoseergebnisse zunächst noch über der Versuchszeit (siehe Bild 5.25).

5.3. Darstellung und Bewertung der Ergebnisse aus Kurzzeitversuchen

5.3.1 Ungemittelte Signale bei veränderlicher Drehzahl

Bild 5.5 zeigt ein typisches ungemitteltes Beschleunigungssignal bei Drehzahlenschwankung von 1500 ± 100 1/min. Das Frequenzspektrum des Signals ist durch diese Drehzahlenschwankungen stark verschmiert. Die erwarteten Frequenzanteile (z.B. die erste Harmonische der Zahneingriffsfrequenz $f_z = 327 \dots 373$ Hz) sind im Spektrum nicht deutlich erkennbar, sodass sie mit konventionellen Verfahren (z.B. Seitenbandanalyse, vgl. Abschnitt 4.2.1) nicht ausgewertet werden können.

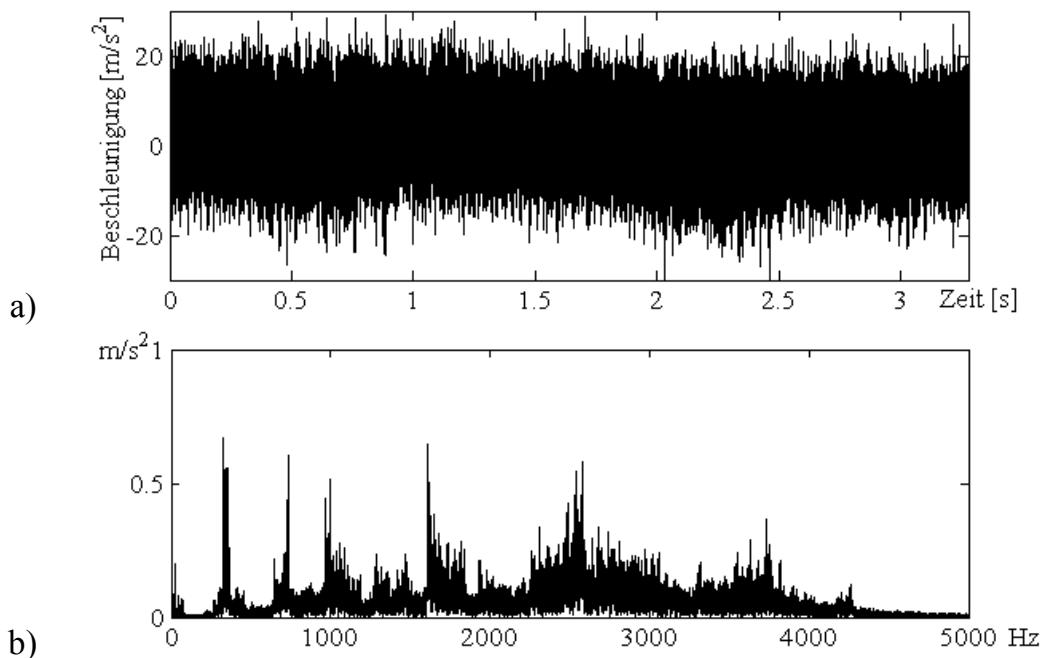


Bild 5.5: Messergebnisse am Prüfgetriebe bei Drehzahlenschwankung von 1500 ± 100 1/min: a) Schwingungssignal und b) Frequenzspektrum

Zuerst werden die ungemittelten Signale in den Zeit-Frequenz-Bereich mit Hilfe der KWT transformiert, um die Signalstrukturen zu erkennen. Im Bild 5.6 sind die ZFDs der Signale, die am neuwertigen Prüfgetriebe gemessen wurden, dargestellt. Das für die Analyse ausgewählte Frequenzband umfasst etwa 8 Harmonische der Zahneingriffsfrequenz (Zahneingriffsharmonische). Durch Verwendung von Morlet ($\eta_0 = 100$) ergibt sich ein guter Kompromiss zwischen Zeit- und Frequenzauflösung bei einem großen Frequenzband (bis 3000 Hz) und langen Zeitabschnitt (Anzahl von Messwerten $N = 215$ entsprechend $T = 3.2$ Sekunden).

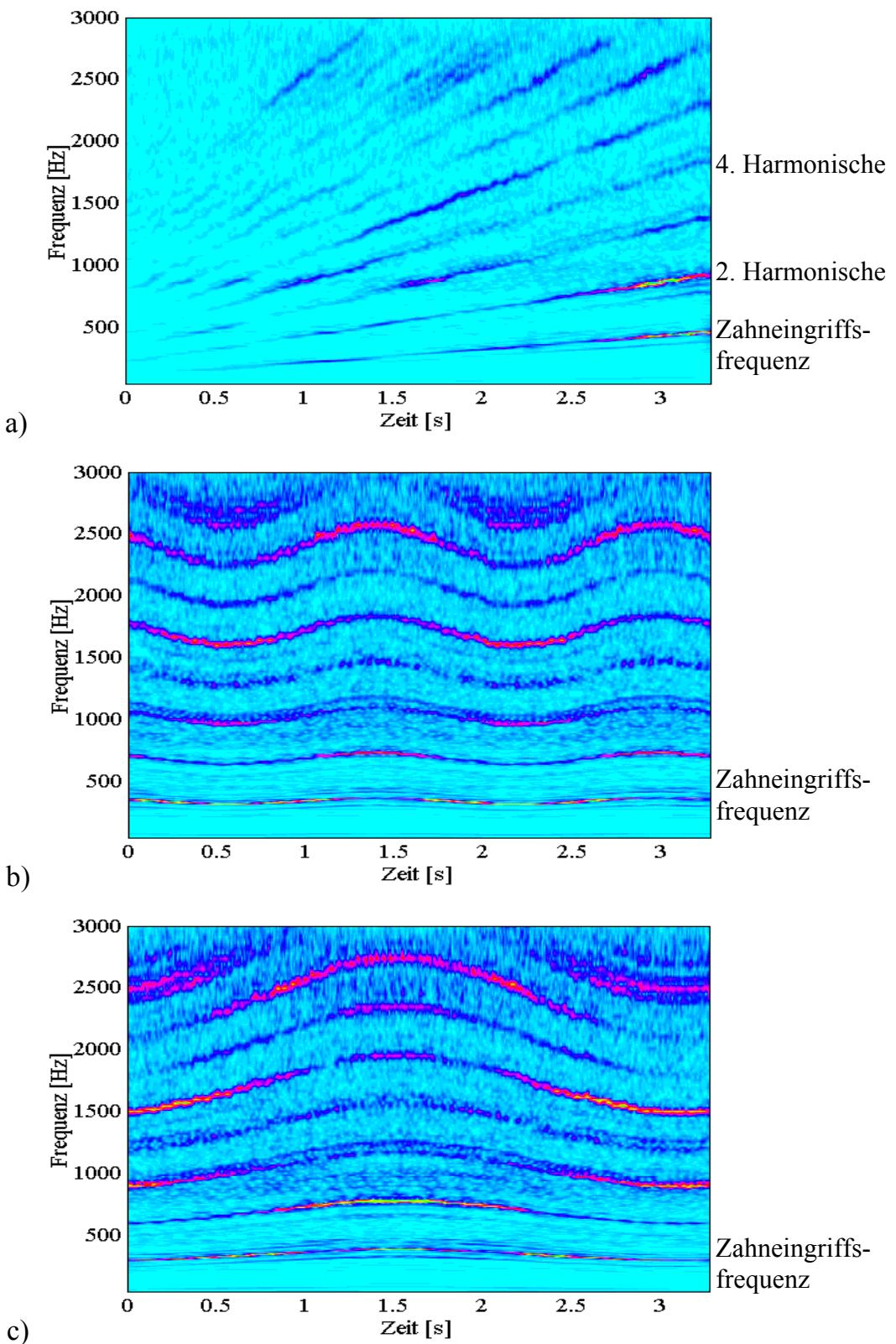


Bild 5.6: Analyse der Messergebnisse am Prüfgetriebe im Neuzustand, Messpunkt 3 (MP3) bei Lastmoment 400 Nm:

- a) linear ansteigende Drehzahl von 500...2000 1/min
- b) sinusförmige Drehzahlschwankung von 1500 ± 100 1/min
- c) sinusförmige Drehzahlschwankung von 1500 ± 200 1/min

Die ZFDs zeigen deutlich sowohl den linearen Anstieg als auch die Schwankung der drehzahlabhängigen Frequenzkomponenten. In allen Darstellungen dominieren im wesentlichen die Zahneingriffsharmonischen. Die Seitenbänder dieser Harmonischen weisen nur geringe Amplituden auf, deren Ursache unvermeidbare Montagefehler sein können. Außer der signifikanten Information über die Drehzahländerungen zeigen die ZFDs die Resonanzstellen durch die kurzzeitige Amplitudenüberhöhung der Zahneingriffsharmonischen bei Übereinstimmung mit den Eigenfrequenzen des Systems.

Zur Bestimmung der angeregten Resonanzfrequenzen (Eigenfrequenzen des Drehschwingungssystems und/oder Getriebegehäuses) wird die Koeffizientenanalyse verwendet, vgl. Abschnitt 4.3.5. Bild 5.7 zeigt ein aus der ZFD in Bild 5.6a gebildetes momentanes Spektrum, das durch einen Schnitt entlang der Frequenzachse durch den lokalen Maximumspunkt der zweiten Zahneingriffsharmonischen entstanden ist. Zunächst wird aus der ZFD ein Frequenzband ausgewählt, für welches die Signalamplitude besonders groß ist (hier 800 bis 900 Hz). Danach wird aus der Hüllkurve des Amplitudenverlaufs dieses Frequenzbandes der genaue Zeitpunkt ermittelt, zu welchem die Ausschläge maximal sind (hier 2,98 s). Aus dem momentanen Spektrum für diesen Zeitpunkt ergibt sich dann genau eine Resonanzfrequenz von 863 Hz. Aus dem oben beschriebenen Vorgehen werden die wichtigen Eigenfrequenzen durch weitere momentane Spektren (hier nicht gezeigt) ermittelt. Sie betragen ca. 441 Hz, 863 Hz, 1569 Hz, 1989 Hz und 2550 Hz.

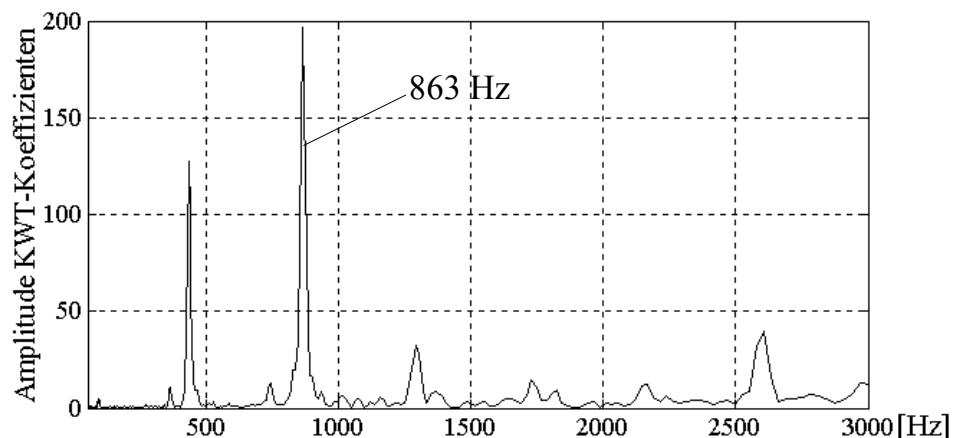


Bild 5.7 : Momentanspektrum aus der ZFD in Bild 5.6a (bei 2,98 s)

Für die Versuchsreihen der künstlich geschädigten Verzahnungen (Kurzzeitversuche) werden nachfolgend die Ergebnisse im Vergleich zur neuwertigen Verzahnung diskutiert. Die Auswertung erfolgt für einen schwachen Einzelflankenschaden (10% Pittings) und einen starken Einzelflankenschaden (60% Pittings). Die Darstellung der Ergebnisse für den Hochlaufvorgang zeigt Bild 5.8. Betrachtet man die ZFD des Signals für den schwachen Einzelflankenfehler in Bild 5.8a, so fällt einmal pro Umdrehung ein transientes Signal um ca. 2500 Hz bei hohen Drehzahlen auf. Bei der neuwertigen Verzahnung treten solche transiente Signale nicht auf, siehe Bild 5.6a. Während bei geringem Schaden die Amplitude der transienten Signale gering ist, steigt sie bei stärkerer Schädigung erheblich an (Bild 5.8b). Mit Zunahme des Einzelschadens entstehen weitere kurzzeitige Schwingungen bei anderen Festfrequenzen, besonders bei ca. 850 Hz. Tatsächlich sind bei allen Umdrehungen des Ritzels Anzeichen angestoßener Eigenschwingungen nachweisbar, die durch den Einzelschaden am Ritzel verursacht werden. Die Stöße treten bereits bei geringer Drehzahl (500 1/min) auf. Ihre Amplitude nimmt mit steigender Drehzahl zu.

Die Hypothese von Stößen aufgrund von Zahnflankenabheben wird ausgeschlossen, da in diesem Fall die transienten Signale bei niedrigen (nicht bei hohen) Lastmomenten dominieren müssten. Vielmehr entstehen diese Stöße schon bei niedrigsten Drehzahlen. Auch die Reibwechselimpulse an den Zahnflanken sind als Ursache für die auftretenden Stöße auszuschließen, da sie im Vergleich zur ständig wirkenden und relativ hohen Stoßenergie minimal sind. Die Hypothese des Spielstoßes wird wegen der Zunahme der Stoßintensität mit dem Verspannmoment ebenfalls verworfen.

Aufgrund der Signalauswertung mittels Zeit-Frequenz-Analyse ist eindeutig nachweisbar, dass der bekannte Effekt des Eingriffsstoßes, der schon in Abschnitt 2.1.3 diskutiert wurde, verantwortlich für die angestoßenen Eigenschwingungen ist. Das Anwachsen der Kontaktnachgiebigkeit der Verzahnung infolge der Flankenschäden führt zu einer stärkeren Flankenverformung unter Last. Dadurch entsteht der vorzeitige Zahneingriff des nachfolgenden Zahnes. Dieser Effekt spielt bei der Erkennung und Bewertung der Zahnflankenschäden eine wesentliche Rolle.

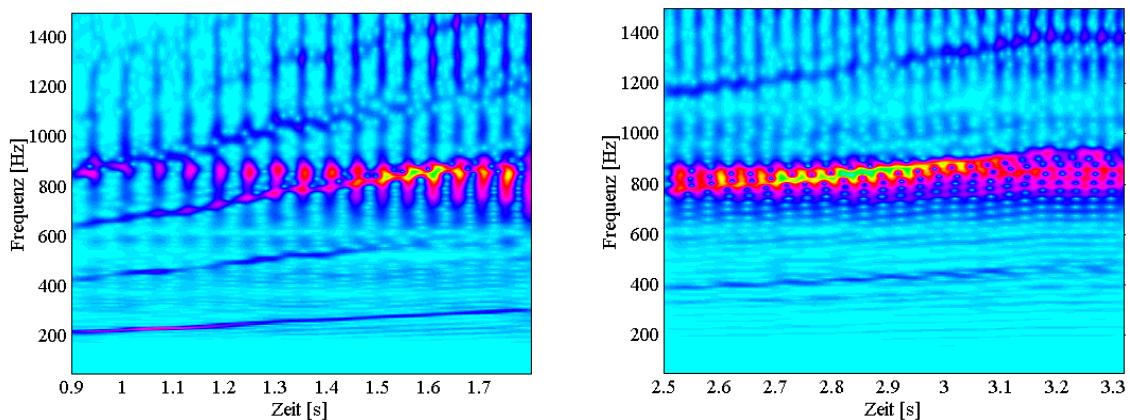
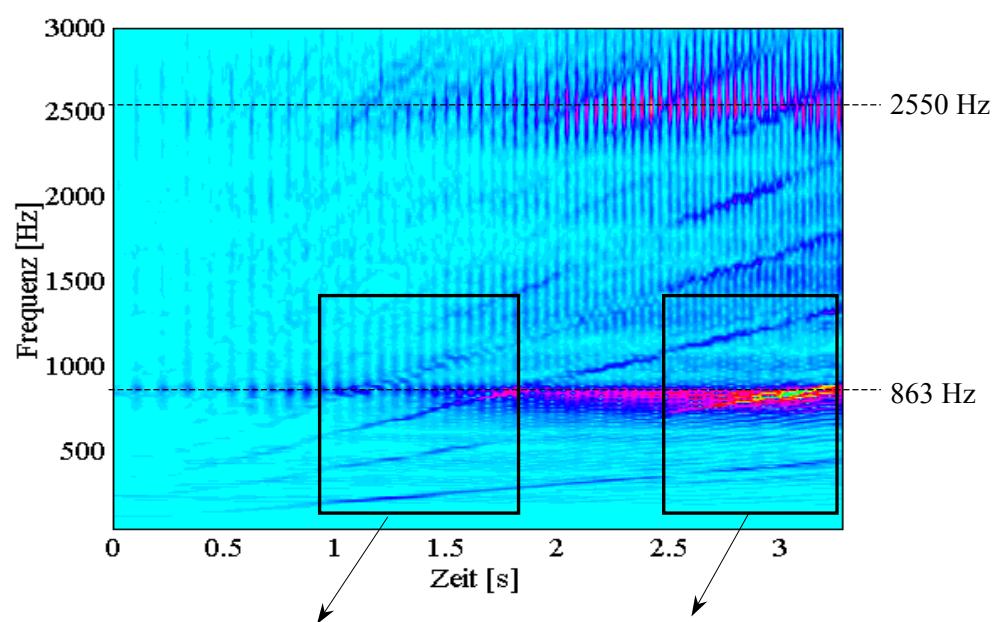
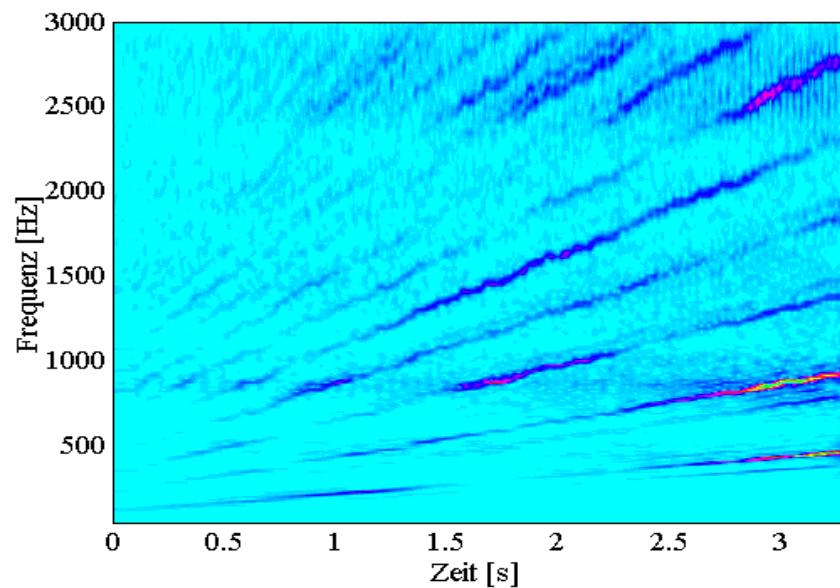


Bild 5.8: Analyse der Messergebnisse an Prüfgetriebe in geschädigten Zuständen,
ansteigende Drehzahl von 500...2000 1/min
a) 10% Pittings; b) 60% Pittings

Ein weiterer interessanter Effekt ist das Auftreten der Amplitudenmodulation um die zweite Zahneingriffsharmonische, vgl. Bild 5.8b. Die Amplitude der modulierten Schwingung ist besonders groß in Resonanzgebieten, z.B. beim Durchgang der zweiten Zahneingriffsharmonischen durch die Eigenfrequenz von 863 Hz (siehe rechter Ausschnitt in Bild 5.8b). Das ist ein Hinweis auf amplitudenmodulierten Schwingungen, welche durch Flankenschäden bedingt sein können. Im Abschnitt 5.3.3 werden beide genannten Schwingungseffekte mit Hilfe der Drehwinkel-Ordnungs-Analyse ausführlicher untersucht. Die ZFD erweist sich in diesem Beispiel als besonders gut geeignet zur Trennung gleichzeitig auftretender unterschiedlicher Schwingungsscheinungen.

5.3.2 Rotorsynchron gemittelte Signale

Die folgende Analyse erfolgt unter der Verwendung des entwickelten Rechenprogramms, die in Abschnitt 4.5 beschrieben wurde. Sie besteht aus Signalmittelung, Bildung der residuellen Signale und DWODs in Polardiagrammen.

Zur Prüfung der Diagnoseergebnisse wurden bei den Versuchen die Zähne der Räder nummeriert. Die Triggerimpulse wurden immer auf dem *ersten Zahn* des Ritzels positioniert. Der künstlich erzeugte Flankenschaden befindet sich jeweils am *fünften Zahn* des Ritzels. Die Signalabschnitte für die rotorsynchrone Mittelung entsprechen jeweils etwa 250 Umdrehungen der Ritzelwelle. Die Triggersignale beider Wellen werden verwendet. Aus einer großen Menge von Ergebnissen soll hier die Auswertung exemplarisch für die Messungen bei Drehzahlschwankungen von 1500 ± 100 1/min diskutiert werden. Die Ergebnisse der Signalmittelung und die residuellen Signale sind in den Bildern 5.9 und 5.10 dargestellt. Es ist deutlich zu erkennen, dass die Resonanzen an den Messstellen und die unterschiedlichen Übertragungswege durch die Messposition die Phasenbeziehung der Zahneingriffsharmonischen sowie ihre Amplitude stark beeinflussen. Obwohl die Signale den selben Verzahnungszustand charakterisieren, sind sie jedoch in vielen Details sehr unterschiedlich. Messpunkt 3 (MP3) in der Nähe der Wälzlager der Ritzelwelle liefert die stärksten Signale, die empfindlichere Diagnosemerkmale zur Folge haben können.

Bild 5.9a zeigt die gemittelten Signale an allen 4 Messpunkten, die über dem Drehwinkel des Ritzels aufgetragen sind. Deutlich sichtbar sind die Schwingungen beim Eingriff der 14 Ritzelzähne innerhalb einer Umdrehung. Die erwartete Wirkung des künstlich geschädigten Ritzelzahns 5 ist durch energiereiche transiente Signale in allen Verläufen aber nur undeutlich erkennbar. Die residuellen Signale in Bild 5.9b ermöglichen eine bessere Lokalisierung des Schadens.

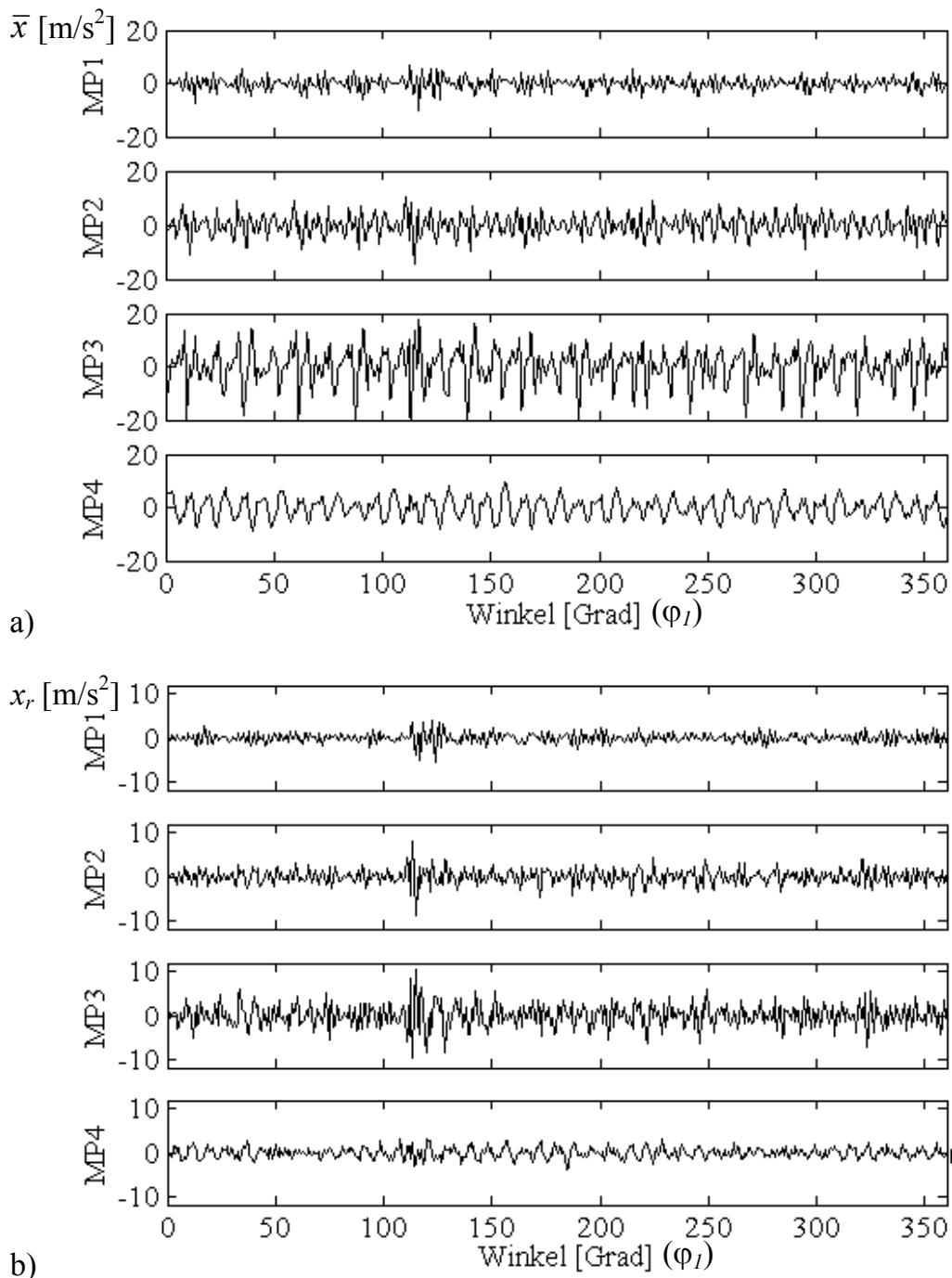


Bild 5.9: a) Ritzelsynchron gemittelte Signale und b) residuelle Signale, 4 Messpunkte, 1×20% Pittings am Ritzel

Die in Bild 5.10 dargestellten Ergebnisse dienen zur Erkennung der geschädigten Zähne des Rades. Auf Grund der großen Zähnezahl des Rades (39 Zähne) liefert die radsynchrone Mittelung die komplizierteren Schwingungsmuster als die beim Ritzel. Trotzdem sind in residuellen Signalen, besonders an Messpunkt 3, die Merkmale für drei geschädigte Zähne erkennbar.

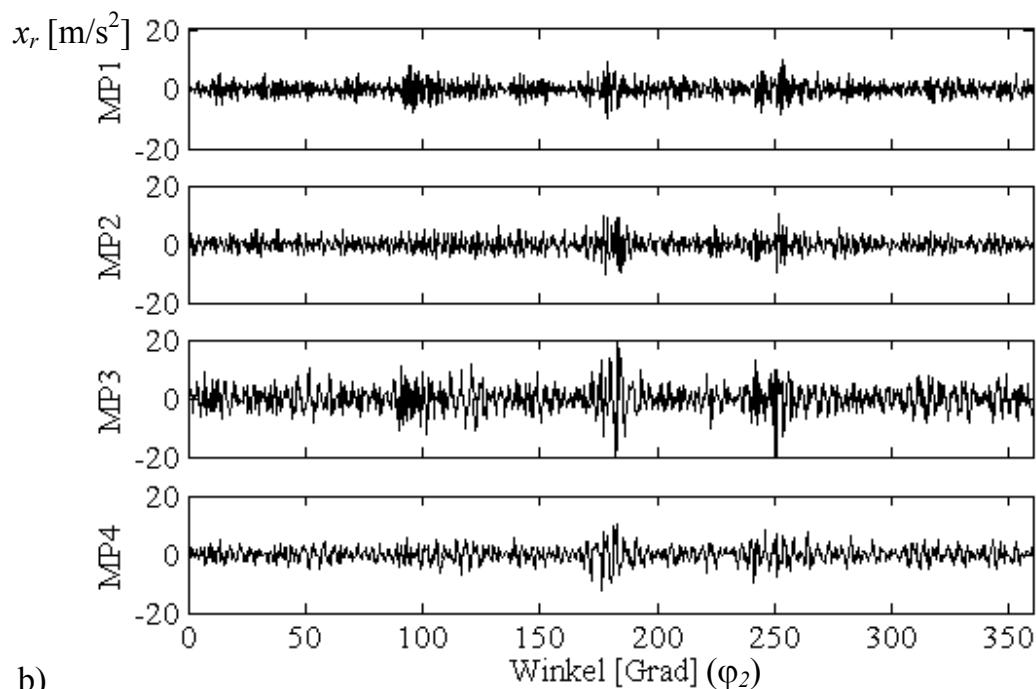
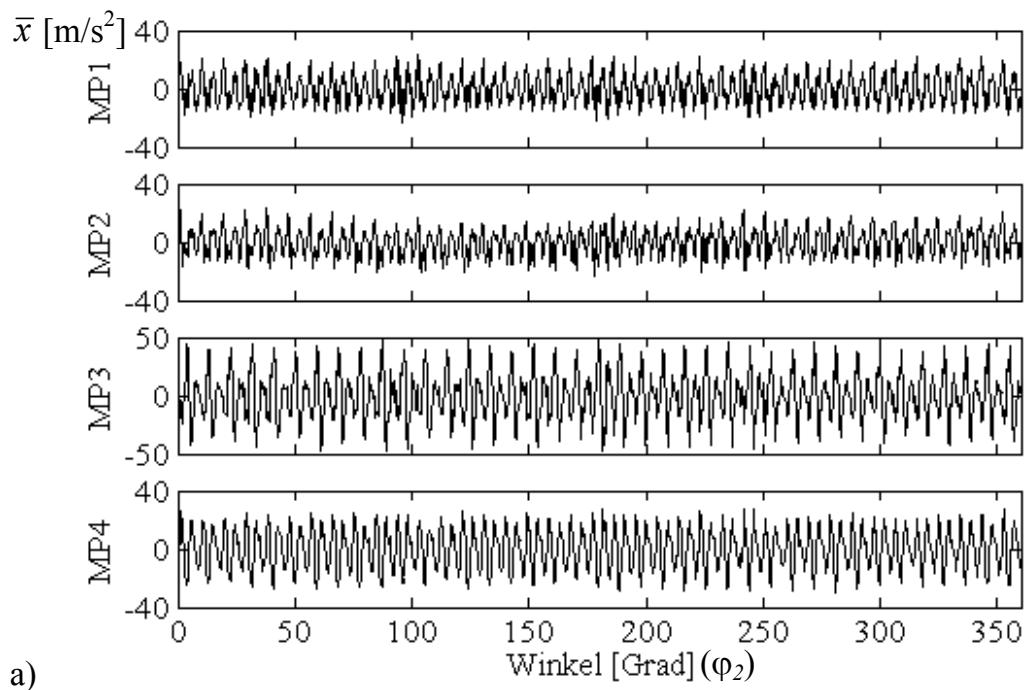


Bild 5.10 : a) Radsynchron gemittelte Signale und b) residuelle Signale an 4 Messpunkten bei Schädigung 3×30% Pittings am Rad

Die Erkennbarkeit von Verzahnungsschäden kann man durch die Drehwinkel-Ordnungs-Analyse erhöhen. Die Polardiagramme in Bild 5.11 stellen die Auswertungen für die ritzelsynchron gemittelten Signale und die entsprechenden residuellen Signale des Ritzels mit Einzelschäden dar. Die Diagramme werden in 14 Bereiche entsprechend der Zähnezahl des Ritzels unterteilt. Dadurch lassen sich die geschädigten Zähne leichter erkennen. Zur Bewertung des Schadensausmaßes wird in Bild 5.11a eine einheitliche Farbskalierung für alle Polardiagramme verwendet. Die Bandbreite für die Analyse umfasst 180 Drehzahlordnungen der Ritzelwelle oder ca. 13 Zahneingriffsharmonische. Aufgrund der Untersuchungen in den Abschnitten 4.3.3 und 4.3.4 werden Morlet ($\eta_0=10$) und Morlet ($\eta_0=20$) bei der Berechnung der KWT der vorliegenden Signale ausgewählt. Die Auswertung mit Morlet ($\eta_0=20$) (hier nicht gezeigt) dient als Hilfsmittel zur Festlegung der schadensbedingten Frequenzkomponenten.

Durch die vollständigen DWODs treten die Schwingungen beim Eingriff der Ritzelzähne besser in Erscheinung. Während im Neuzustand eine Dominanz der ersten vier Zahneingriffsharmonischen zu erkennen ist, zeigt sich bei geschädigten Verzahnungen zusätzlich das Auftreten der durch den Zahneingriffsstoß erregten transienten Schwingungen. Bei der Auswertung der vorliegenden Signale kommen die Vorteile der residuellen Winkel-Ordnungs-Darstellungen hervorragend zur Geltung. Die vorhandenen Flankenschäden werden bei den residuellen Darstellungen deutlich identifiziert.

Die residuelle Darstellung bei jedem geschädigten Verzahnungszustand zeigt vorrangig eine kurzzeitige energiereiche Komponente zwischen der 7. und 8. Zahneingriffsharmonischen, die bei dem Eingriff des Zahnes 5 entstanden ist. Aufgrund der Untersuchungen im vorhergehenden Abschnitt kann diese Komponente als die angestoßene Eigenschwingung infolge des schadensbedingten Eingriffsstoßes interpretiert werden. Da die Zahneingriffsfrequenz im Bereich $f_z=327\ldots373$ Hz schwankt, erstreckt sich die Eigenfrequenz $f_e=2550$ Hz im Polardiagramm von der Ordnung 6.84 bis zur Ordnung 7.80, bezogen auf die Zahneingriffsfrequenz. Durch die residuellen Darstellungen werden die Korrelation zwischen Schadensausmaß (Pittingsfläche) und Merkmal (KWT-Koeffizienten bezüglich der angestoßenen Eigenschwingungen) verbessert. Die Schadensentwicklung von 10% bis 20% Pittings oder von 20% bis 30% Pittings ist eindeutig visuell unterscheidbar. Lediglich die Eigenschwingung von 2550 Hz tritt

bereits bei der geringen Flankenschädigung (10% Pittings) auf. Bei der höheren Schadensintensität ($1 \times 30\%$, $1 \times 60\%$ Pittingschaden) werden mehrere Eigenfrequenzen stärker angeregt. Insbesondere sind die Schwingungen bei den Eigenfrequenzen von 863 Hz (zwischen der 2. und 3. Eingriffsharmonischen), 1569 Hz (zwischen der 4. und 5. Eingriffsharmonischen) stark auffällig.

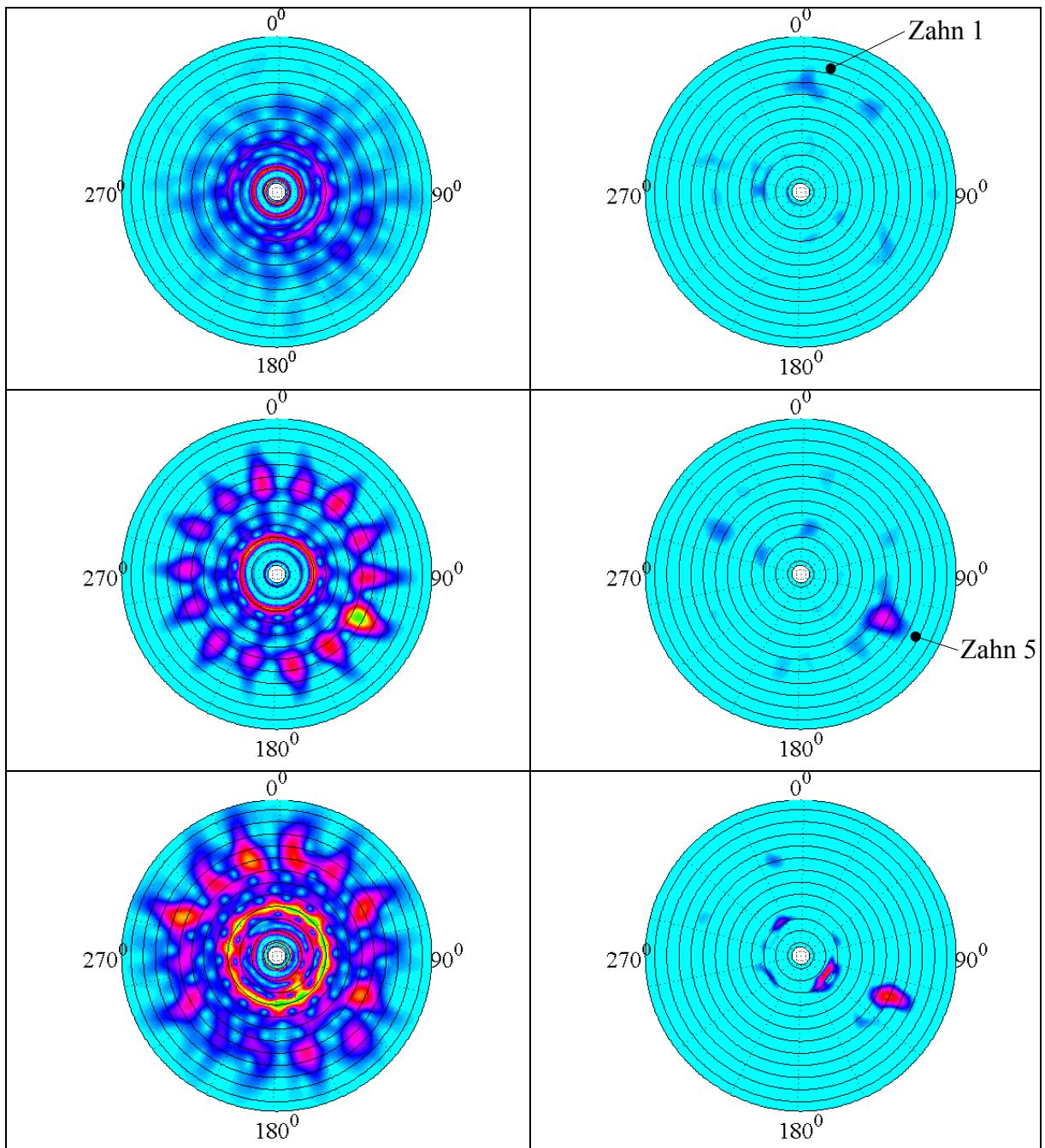


Bild 5.11a : Auswertung von Kurzzeitversuchen bei Drehzahl schwankung von 1500 ± 100 1/min: Neuzustand, $1 \times 10\%$, $1 \times 20\%$ (von oben nach unten), vollständige (links) und residuelle (rechts) DWODs

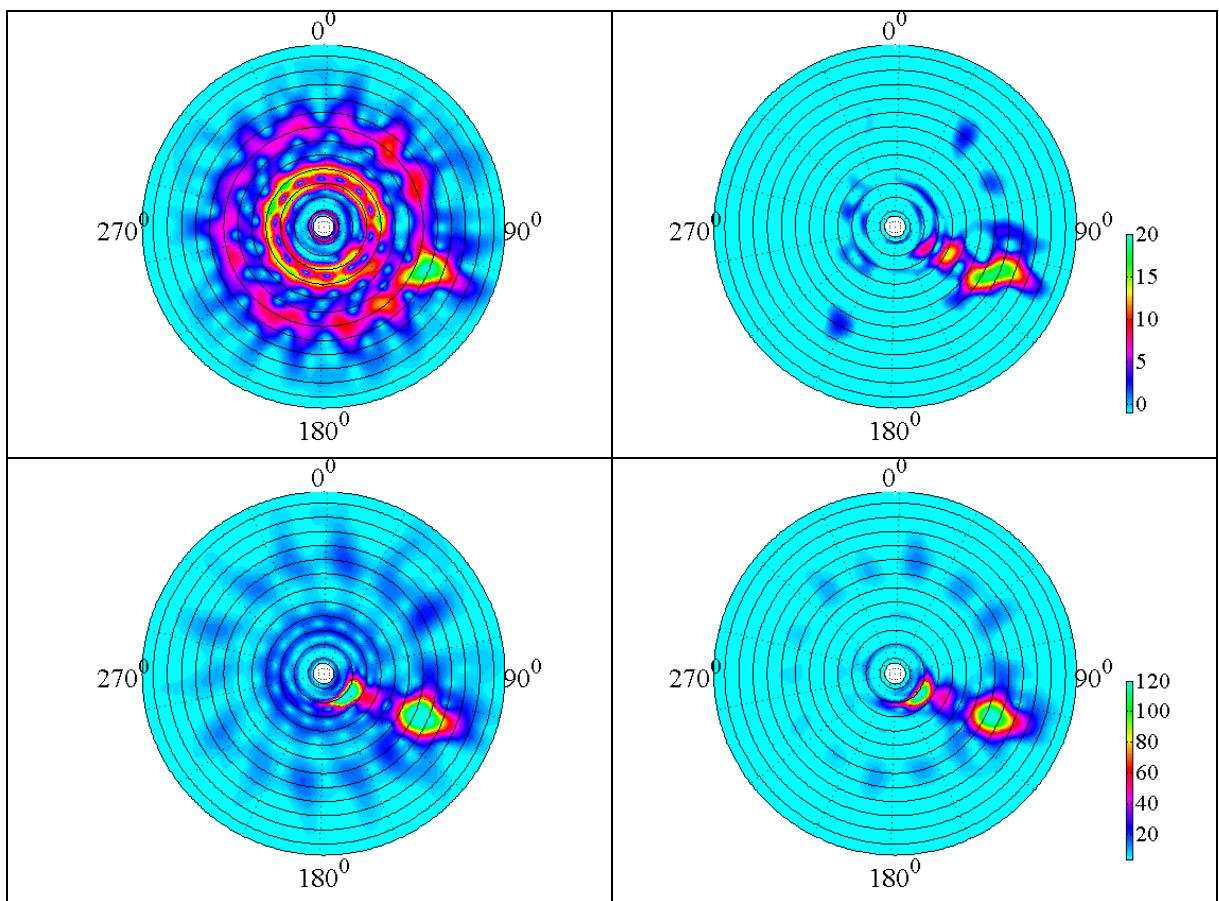


Bild 5.11b: *1x 30% Pittings und 1x60% Pittings, vollständige (links) und residuelle (rechts) DWODs*

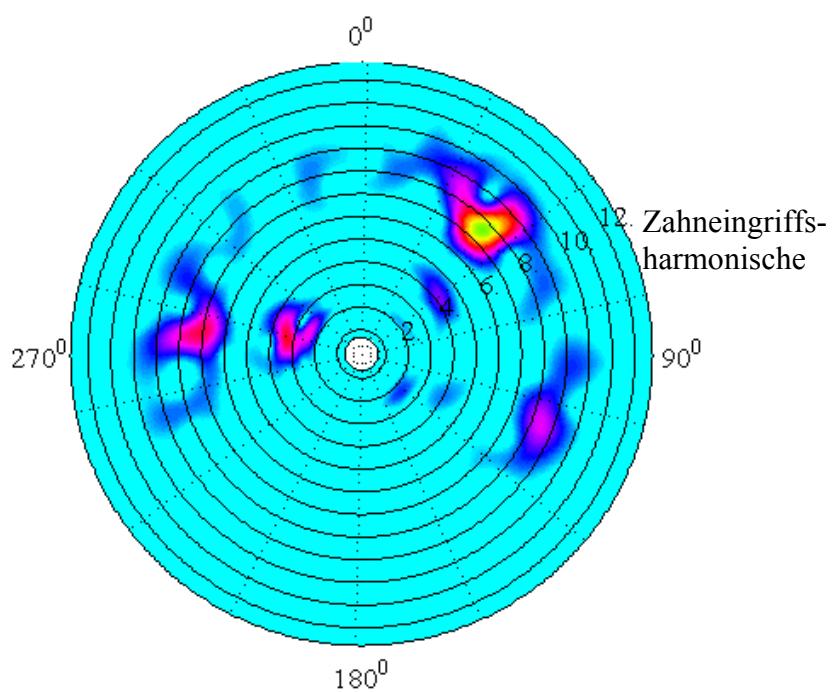


Bild 5.12: *Residuelle DWOD, Drehzahl schwankung von 1500 ± 200 1/min, 3x30% Pittings am Ritzel*

Hier muss beachtet werden, dass die Lage der Eigenfrequenzen in Polardiagrammen von den Drehzahlen der Ritzelwelle abhängt. Beispielsweise liegt die Eigenschwingung von 2550 Hz bei langsam ansteigender Drehzahl (von 1300 bis 1400 1/min) zwischen der 8. und 9. Harmonischen, siehe Bild 5.15. Es zeigt sich, dass infolge der oben genannten Eigenschwingungen die Einzelschäden erkennbar sind. Bei der vorliegenden Getriebestruktur korreliert die Amplitudenhöhe der Schwingungskomponente bei 2550 Hz am besten mit den lokalen Schäden.

Bild 5.12 zeigt exemplarisch das Ergebnis für künstlich erzeugte Schäden, verteilt auf drei Zahnflanken (Zähne 2, 5 und 11) des Ritzels. Die residuelle DWOD liefert verwertbare Aussagen über die Stöße bei dem Eingriff dieser Zähne. Die Schwingungskomponente bei 2550 Hz (sichtbar zwischen der 7. und 8. Harmonischen) tritt besonders deutlich hervor. Die Auswertung zeigt, dass durch den Einsatz der Drehwinkel-Ordnungs-Analyse die Detektion und Lokalisierung mehrerer gleichzeitig geschädigter Zähne des Zahnrades möglich sind.

Im Folgenden werden die Möglichkeiten der vorgestellten Analysemethode (siehe Abschnitt 4.4) zur Detektion der Flankenschäden, die gleichzeitig an beiden Rädern des Prüfgetriebes vorhanden sind, dargestellt. Dabei werden sowohl ritzelsynchron als auch radsynchron gemittelte Signale mit Hilfe der Triggersignale beider Wellen gebildet. Für die Visualisierung werden ausschließlich die residuellen DWODs verwendet.

Der obere Teil des Bildes 5.13 zeigt deutlich angestoßene Eigenschwingungen, welche durch starken Schäden an drei Zahnflanken des Ritzels bedingt sind. Im unteren Teil des Bildes zeigen sich die lokalen Flankenschäden am Rad durch Auftreten der Eingriffsstöße bei dem Eingriff der geschädigten Zähne (Zähne 11, 20 und 28). Obwohl das verwendete Signal vom Ritzelschaden dominiert wird, sind bei rotorsynchroner Mittelung mit dem Rad-Tachosignal aus die wesentlich geringeren Radschäden deutlich auswertbar. Dabei erfolgte die Bildung dieser aussagekräftigen Darstellung durch Unterdrückung der kleinsten KWT-Koeffizienten aus der üblichen residuellen DWOD mit Hilfe eines signalangepassten Schwellenwertes, vgl. Abschnitt 4.3.5. Im Vergleich mit den residuellen Signalen (Bild 5.10b) liefert die residuelle DWOD eine viel bessere Lokalisierung der Schäden.

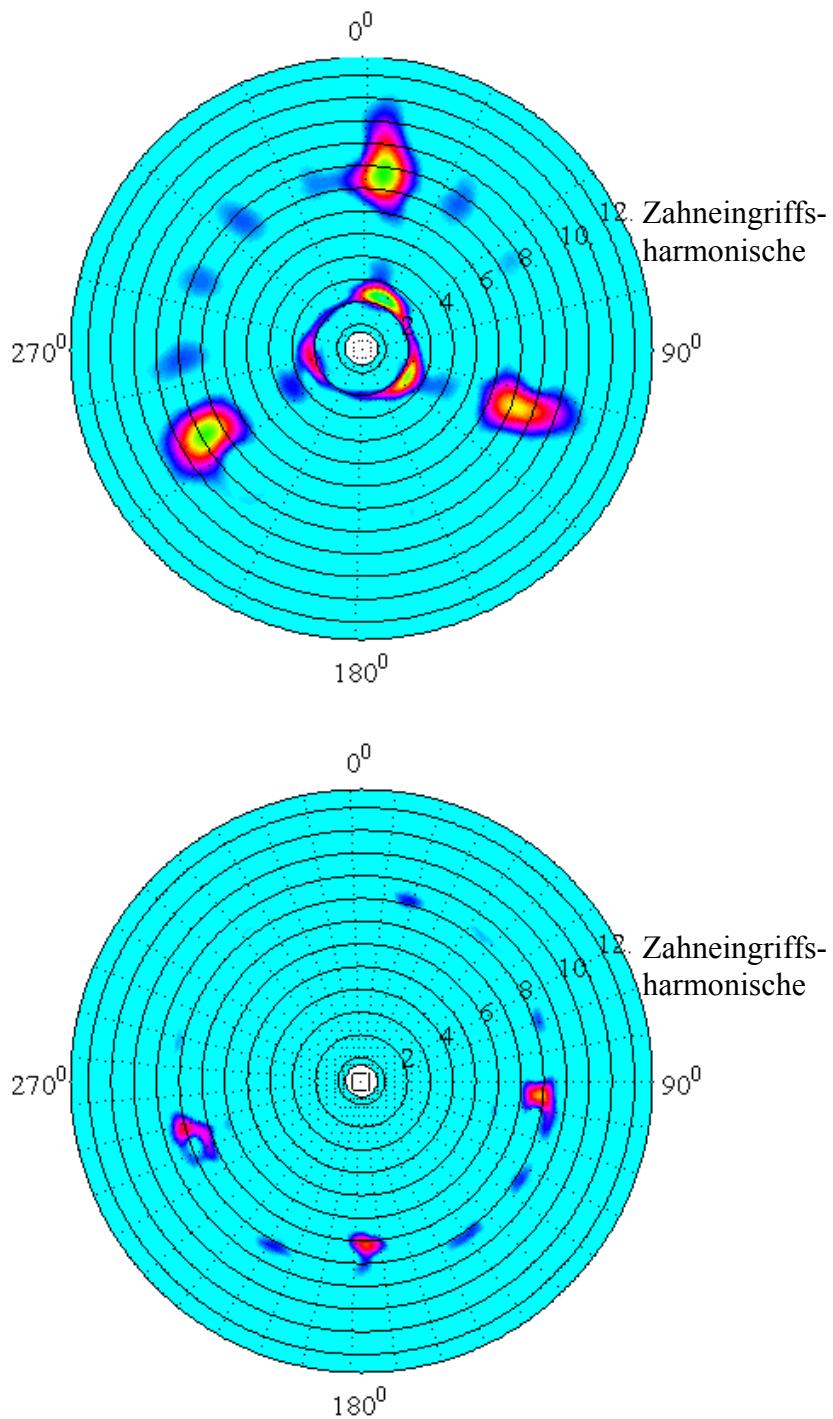


Bild 5.13: Residuelle DWODs, Drehzahl schwankung von 1500 ± 200 1/min
3x60% Pittings am Ritzel (oben) und 3x30% Pittings am Rad (unten)

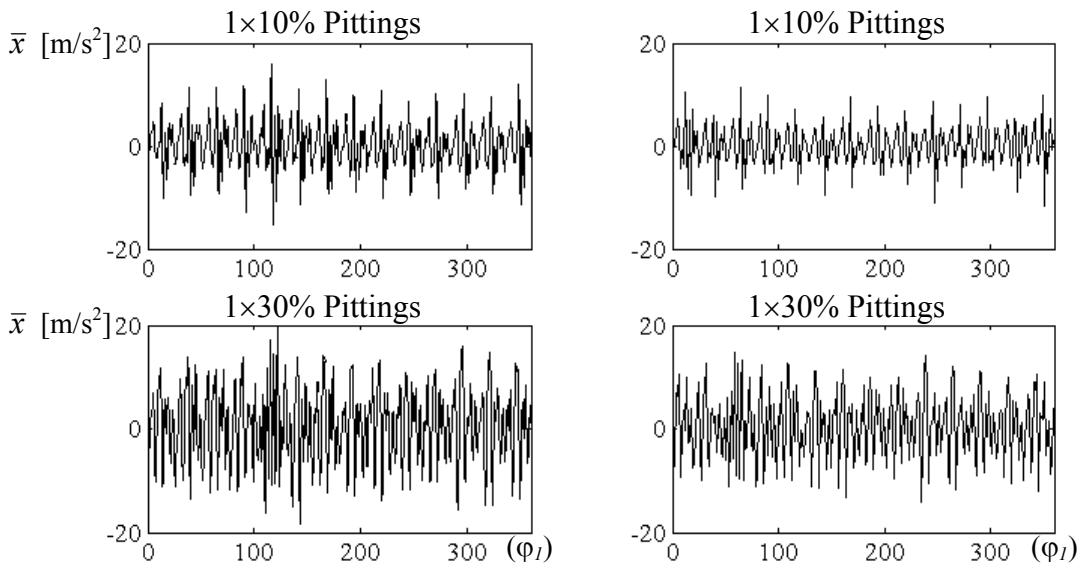
Ein Beispiel zur Anwendung der KWT für die rotorsynchrone Signalmittelung ohne Nutzung der gemessenen Tachosignale zeigt Bild 5.14. Diese Vorgehensweise wurde ausführlich in Abschnitt 4.3.2 beschrieben. Aufgrund des mit der Maximummethode ermittelten momentanen Drehzahlverlaufs wird der entsprechende Drehwinkel $\varphi(t)$ gemäß Integration (4.13) berechnet. Mit Hilfe des berechneten Drehwinkels $\varphi(t)$ lässt

sich nach jeweils 360 Winkelgrad ein fiktiver Triggerimpuls konstruieren, welcher die aufeinanderfolgenden Umdrehungen trennt und die rotorsynchrone Mittelung ermöglicht. Die Auswertung verwendet zwei verschiedene Schadensausmaße für Einzelflankenschäden am Ritzel. Die Drehzahlschwankung von 1500 ± 100 1/min stellt dabei eine Schwierigkeit für die exakte Ermittlung der Triggerimpulse dar.

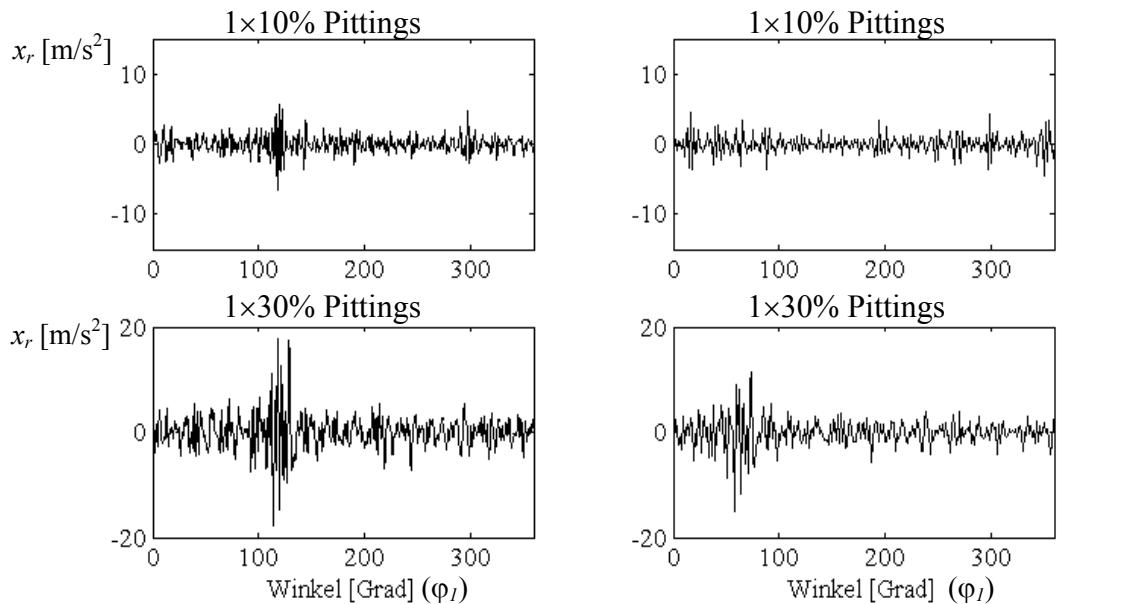
Bild 5.14 zeigt rechts das Ergebnis der rotorsynchronen Mittelung und der Drehwinkel-Ordnungs-Analyse mit dem Einsatz der rechnerisch ermittelten Triggersignale. Allerdings wird der Startimpuls dieses Triggersignals zufällig festgelegt. Deshalb liefert er keine Information über die Position des geschädigten Zahns. Das Ergebnis zeigt, dass mit dem vorgestellten Verfahren trotz großer Drehzahlschwankungen eine Erkennung des Zahnschadens für 30% Pittings möglich ist. Die Auswertung liefert jedoch keine deutliche Merkmale für die geringe Flankenschädigung (10% Pitings). Der Rechenfehler bei der Ermittlung der momentanen Frequenzen der ZFD ist in diesem Fall dafür verantwortlich. Die Signalkomponenten bei höheren Frequenzen werden durch die Mittelung unerwartet unterdrückt. Eine Maßnahme zur Erhöhung der Rechengenauigkeit ist die Verwendung von ZFVs der Cohen's Klasse mit besseren Zeit-Frequenz-Auflösungen, vgl. Abschnitt 3.3.

Ein Beispiel für die Erkennung des Ausbruches an der Ecke eines Ritzelzahns zeigt Bild 5.15. Das für die Auswertung ausgewählte Signal wurde bei langsam steigender Drehzahl von 1300 bis 1400 1/min aufgenommen. Hier kann man wieder die Auswirkung des schadensbedingten Eingriffstoßes eindeutig erkennen. Die residuelle DWOD zeigt ein fast gleichzeitiges Auftreten der abklingenden Eigenschwingungen am Beginn des Stoßes.

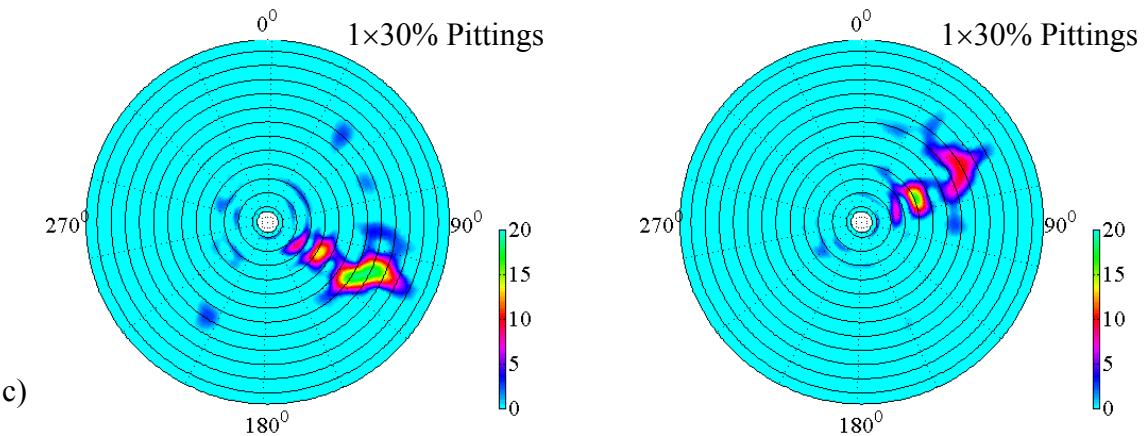
Die Abhängigkeit der auftretenden Eigenschwingungen vom Lastmoment ist in Bild 5.16 ersichtlich. Es zeigt sich, dass die Größe ihrer Amplitude mit steigendem Moment zunehmen. In diesem Fall führen höhere Verspannmomente zu besseren Diagnoseergebnissen.



a)



b)



c)

Bild 5.14: Vergleich der Diagnoseergebnisse bei der Verwendung der gemessenen Triggersignale (links) und ohne Nutzung dieser Triggersignale (rechts): a) gemittelte Signale; b) residuelle Signale; c) residuelle DWODs für 30% Einzelflankenschaden

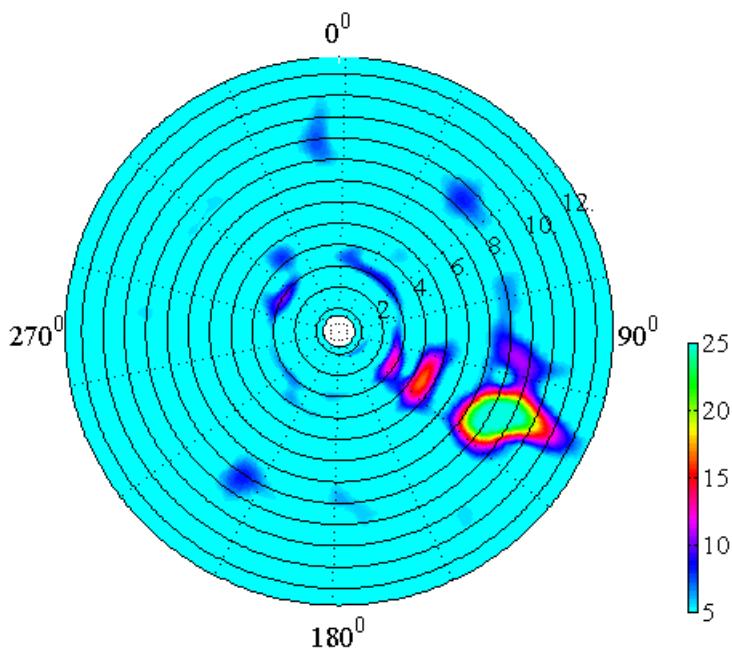


Bild 5.15 : Residuelle DWOD, ansteigende Drehzahl von 1300...1400 1/min, Zahneckausbruch (50% Zahnbreite) an einem Ritzelzahn (Zahn 5)

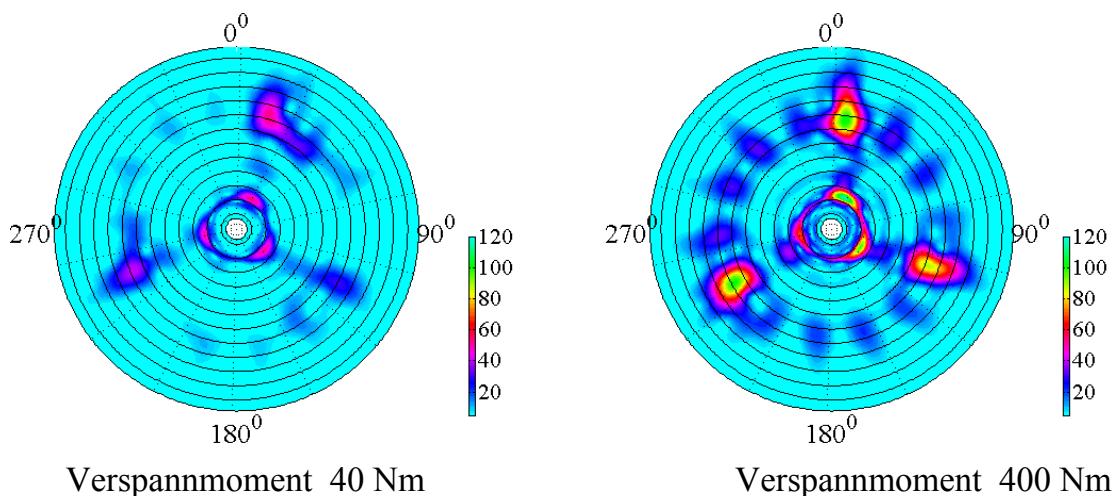


Bild 5.16: Residuelle DWODs bei der Variation der Last, Drehzahlschwankung von 1500 ± 100 1/min, 3×60% Pittings am Ritzel

5.3.3 Signale bei konstanter Drehzahl

Die Auswertung der ungemittelten Signale im Abschnitt 5.3.1 zeigt, dass Eigenschwingungen infolge der schadensbedingten Eingriffsstöße sowie schadensbedingten Amplitudenmodulationen auftreten. In vielen bisherigen Untersuchungen werden diese beiden Erscheinungen als typischer Indikator fehlerhafter Zahnradgetriebe bezeichnet, vgl. Abschnitt 2.3. Sie überlagern sich aber meist stark miteinander, so dass vielfältige spektrale Mischformen auftreten können.

Im Rahmen diagnostischer Beurteilungen bei Getrieben ist es nützlich, Zahnschäden im Zusammenhang mit ihren oben genannten Effekten zu untersuchen. Für die folgende Untersuchung wurden die Messungen bei konstanter Drehzahl von 1800 1/min durchgeführt.

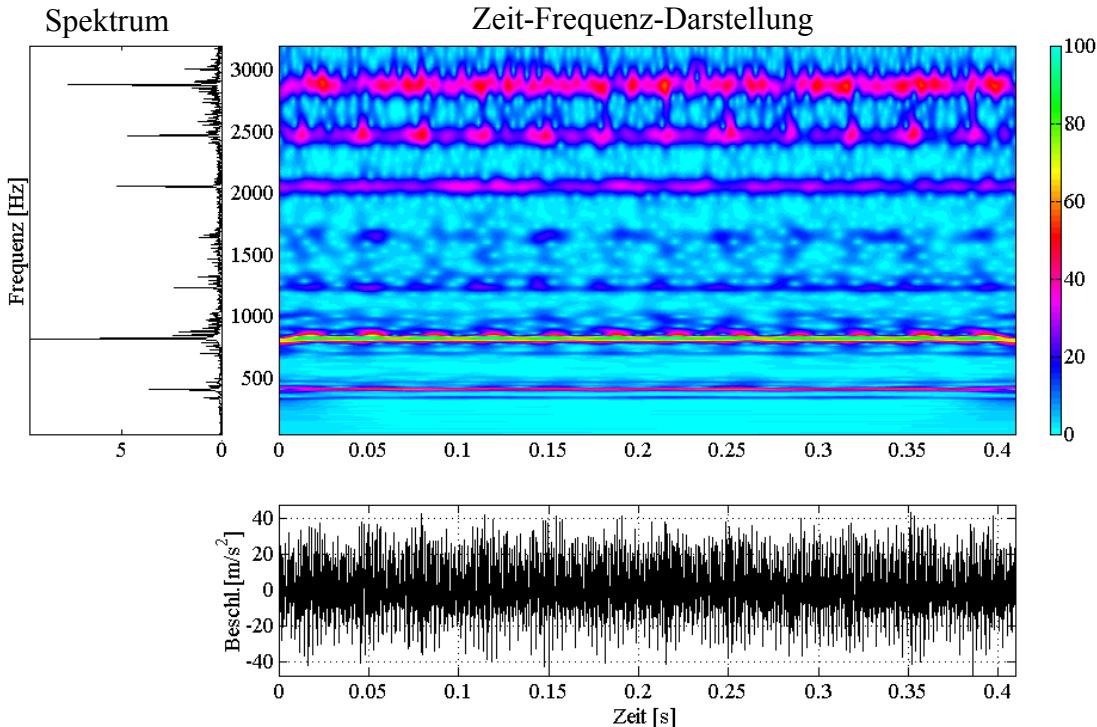


Bild 5.17 : Zeitsignal, Spektrum und ZFD mit Morlet ($\eta_0 = 100$), konstante Drehzahl 1800 1/min, Zahneingriffsschaden 1x20% Pittings am Ritzel

Bild 5.17 zeigt das Signal für ca. 12 Umdrehungen des Ritzels in verschiedenen Darstellungsformen (Zeitverlauf, Spektrum und ZFD). Aufgrund einer guten Frequenzauflösung äußert sich die Amplitudenmodulation in der ZFD durch die horizontalen Streifen mit konstanter Intensität um die Zahneingriffsfrequenz und ihre zweiten Harmonischen. Die schadensbedingten Seitenbänder sind sogar im Spektrum und andeutungsweise auch (für die erste und zweite Harmonische) in der ZFD erkennbar. Bei höheren Frequenzen ist sie durch die periodische Veränderung der Intensität der Signalanteile bei der sechsten und der siebenten Zahneingriffsharmonischen deutlich erkennbar. Insgesamt wiederholt sich der Maximalwert des Modulationssignals einmal pro Umdrehung des Ritzels. Hier handelt es sich um eine Schwingungserregung, welche infolge der durch Flankenschäden bedingten dynamischen Zusatzkräfte existiert, vgl. dazu Abschnitt 2.1. Zusätzlich zeigt die ZFD transiente Signale in der Nähe der sechsten Harmonischen, welche die abklingenden Eigenschwingungen bei ca. 2550 Hz sind.

Das ist ein Anzeichen für die Eingriffsstöße. Die vollständige DWOD mit Morlet ($\eta_0 = 10$) in Bild 5.18 zeigt eine Überlagerung der beiden Schwingungseffekte an der Position des geschädigten Zahns (Zahn 5).

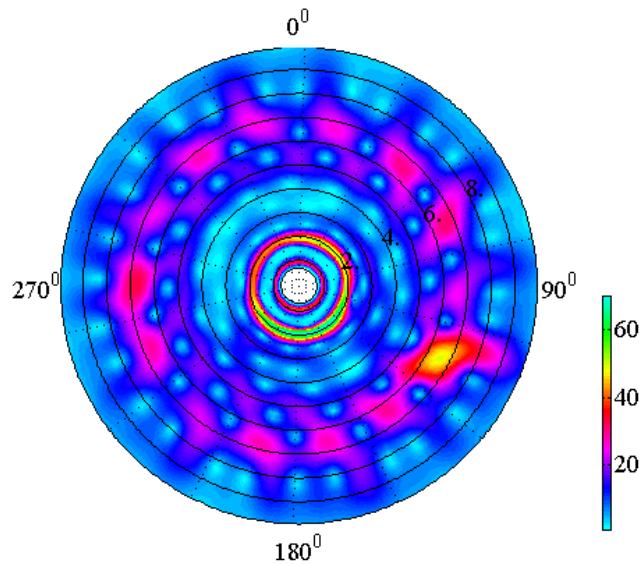


Bild 5.18 : DWOD des gemittelten Signals, gebildet aus dem Meßsignal von Bild 5.17

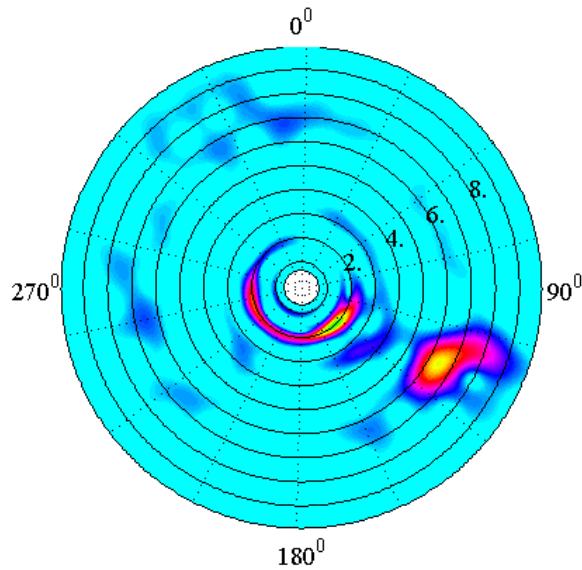


Bild 5.19: Residuelle DWOD mit Morlet ($\eta_0 = 10$)

Viel deutlicher wird sie in der residuellen DWOD, Bild 5.19. Hier treten die Seitenbänder der 2. Zahneingriffsharmonischen (amplitudenmodulierte Schwingungen) und die impulsregte Eigenschwingung bei 2550 Hz (etwas oberhalb der 6. Harmonischen) beim Eingriff des geschädigten Zahns gleichermaßen auf. Durch Verwendung von Morlet ($\eta_0 = 100$) ergibt sich die verbesserte Frequenzauflösung, welche für die Umgebung der 6. Zahneingriffsharmonischen in Bild 5.20 dargestellt ist. Allerdings

wird die Lokalisierung in tangentialer Richtung schlechter. Hier treten neben der Eigenfrequenz von 2550 Hz auch die Seitenbänder links und rechts der 7. Zahneingriffsharmonischen auf. Aufgrund dieses Ergebnisses lässt sich die Frequenzkomponente bezüglich der angestoßenen Eigenschwingung aus der vollständigen DWOD (vgl. Bild 5.18) durch die Koeffizientenanalyse bestimmen.

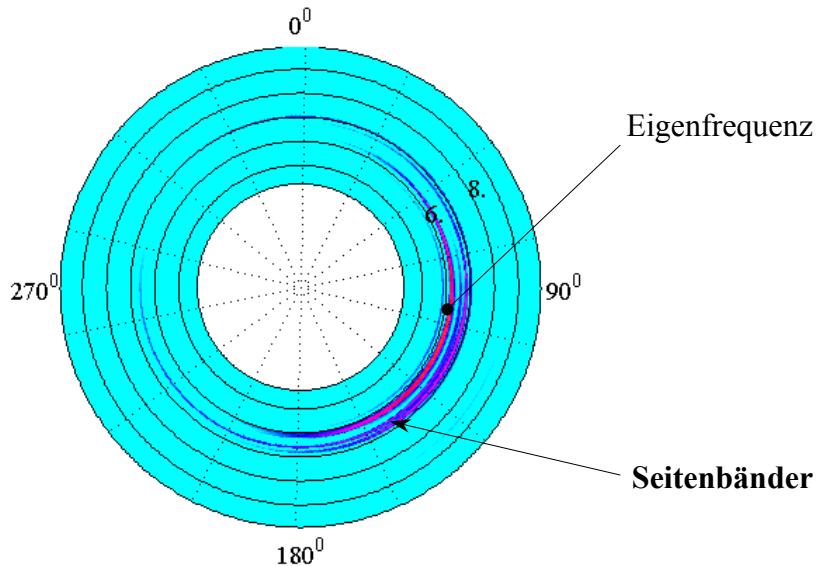


Bild 5.20: *Residuelle DWOD mit Morlet ($\eta_0 = 100$), gebildet aus dem Messsignal von Bild 5.17*

Im folgenden wird die Methode der *Extraktion von einzelnen schadensrelevanten Schwingungskomponenten*, vgl. Abschnitt 4.3.6, verwendet. Durch Koeffizientenanalyse wird die Ordnung der Komponente bezüglich der angestoßenen Eigenschwingung genau festgestellt. Diese Komponente wird dann aus dem Gesamt-Ordnungsgemisch extrahiert und allein im Polardiagramm dargestellt.

Die Polardiagramme in Bild 5.21 zeigen die einzelnen Schwingungskomponenten, denen jeweils Eingriffsstöße und die Amplitudenmodulation entsprechen. Dabei zeigt sich die angestoßene Eigenschwingung mit einer eindrucksvollen Keilform (Bild 5.21c), die ähnlich wie die Zeit - Frequenz - Muster für die Schwingungsantwort einer Stoßfolge in Bild 3.4 aussieht. Im Vergleich zur angestoßenen Eigenschwingung hat die amplitudenmodulierte Schwingung (Bild 5.21b) eine kleinere Amplitude. Aus den Polardiagrammen ist eine interessante Erscheinung zu erkennen: Zwischen Eingriffsstoßbeginn und dem Auftreten der Amplitudenmodulation liegt eine geringe Zeitverzögerung vor. Diese Zeitverzögerung ist durch die Phasenwinkelverschiebung

$\Delta\alpha$ quantitativ bestimmbar. Für diesen Fall beträgt $\Delta\alpha$ ca. 6° . Bei einer Drehfrequenz von 30 Hz (1800 U/min) ergibt sich eine sehr geringe Zeitverzögerung von 0,55 ms. Das Analyseergebnis liefert eine eindeutige Aussage bezüglich der Schwingungsanregung beim Eingriff der geschädigten Zahnflanke. Während die Amplitudenmodulation fast gleichzeitig mit dem Eingriffsbeginn der geschädigten Zahnflanke entsteht, findet der Eingriffsstoß kurz danach bei hinreichend großer Zahnverformung statt.

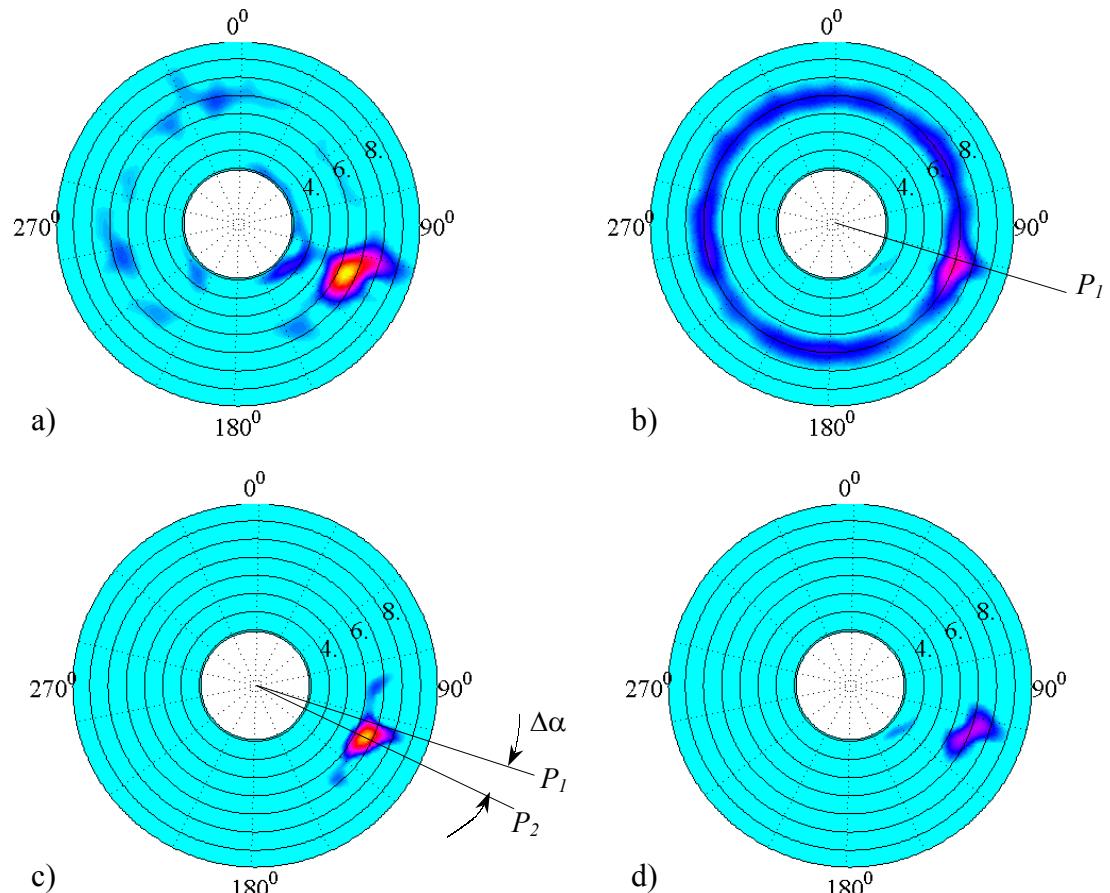


Bild 5.21: Alleinige Darstellungen von ermittelten Frequenzkomponenten in Polardiagrammen:

- a) Eigenfrequenz(2550 Hz) und Seitenbänder um 7. Zahneingriffsharmonische
- b) 7. Zahneingriffsharmonische und deren Seitenbänder (amplitudenmodulierte Schwingung)
- c) nur Eigenfrequenz (angestoßene Eigenschwingung)
- d) nur Seitenbänder um 7. Zahneingriffsharmonische

Es wird gezeigt, dass die Extraktion von einzelnen schadensrelevanten Schwingungskomponenten eine Möglichkeit zur Verbesserung der Aussagekraft und Empfindlichkeit von DWODs ergibt.

5.4 Darstellung und Bewertung der Ergebnisse aus Langzeitversuchen

5.4.1 Zahnflanken-Ermüdungsschäden

In Tabelle 5.4 sind die Schadenszuordnungen durch Pittingkontrolle bei bestimmter Laufzeit des Prüfstandes angegeben. Für die Auswertung werden exemplarisch die Messungen entsprechend acht verschiedener Verzahnungszustände ausgewählt. Die Schädigung entstand nur beim Ritzel. Der Gesamtschaden für jeden Zustand wurde durch das Verhältnis von gesamten Pittingfläche zu Gesamtfläche der Zahnflanken bestimmt, vgl. Abschnitt 5.2.

Messung	Laufzeit (Stunden)	Maximaler Einzelschaden (%)	Gesamtschaden (mm^2)	Mittlerer Gesamtschaden (%)
1	Beginn	0	0	0
2	12h25'	4,5	56	0,31
3	17h25'	7,1	115	0,63
4	18h25'	9,5	153	0,83
5	21h00'	11,3	229	1,25
6	21h45'	12,1	269	1,47
7	23h15'	13,9	344	1,87
8	25h15'	16,8	469	2,56

Tabelle 5.4: *Pittings am Ritzel in mm^2 und %*

Bild 5.22 zeigt die Ergebnisse mit den residuellen DWODs. Der Schadensfortschritt vom Neuzustand bis zum sehr schlechten Zustand ist visuell klar erkennbar. Bereits bei der geringen Schädigung mit 4,5% Pittings an Zahn 7 (Zustand 2) ist das Vorhandensein des Schadens schon detektierbar. Die Amplituden der angestoßenen Eigenschwingungen (zwischen der 7. und 8. Zahneingriffsharmonischen) bei ca. 2550 Hz entsprechend dem Schadenausmaß heben sich besonders hervor. Obwohl die Schäden an mehreren benachbarten Zähnen auftreten, ist deren Lokalisierung lediglich in den Polardiagrammen möglich.

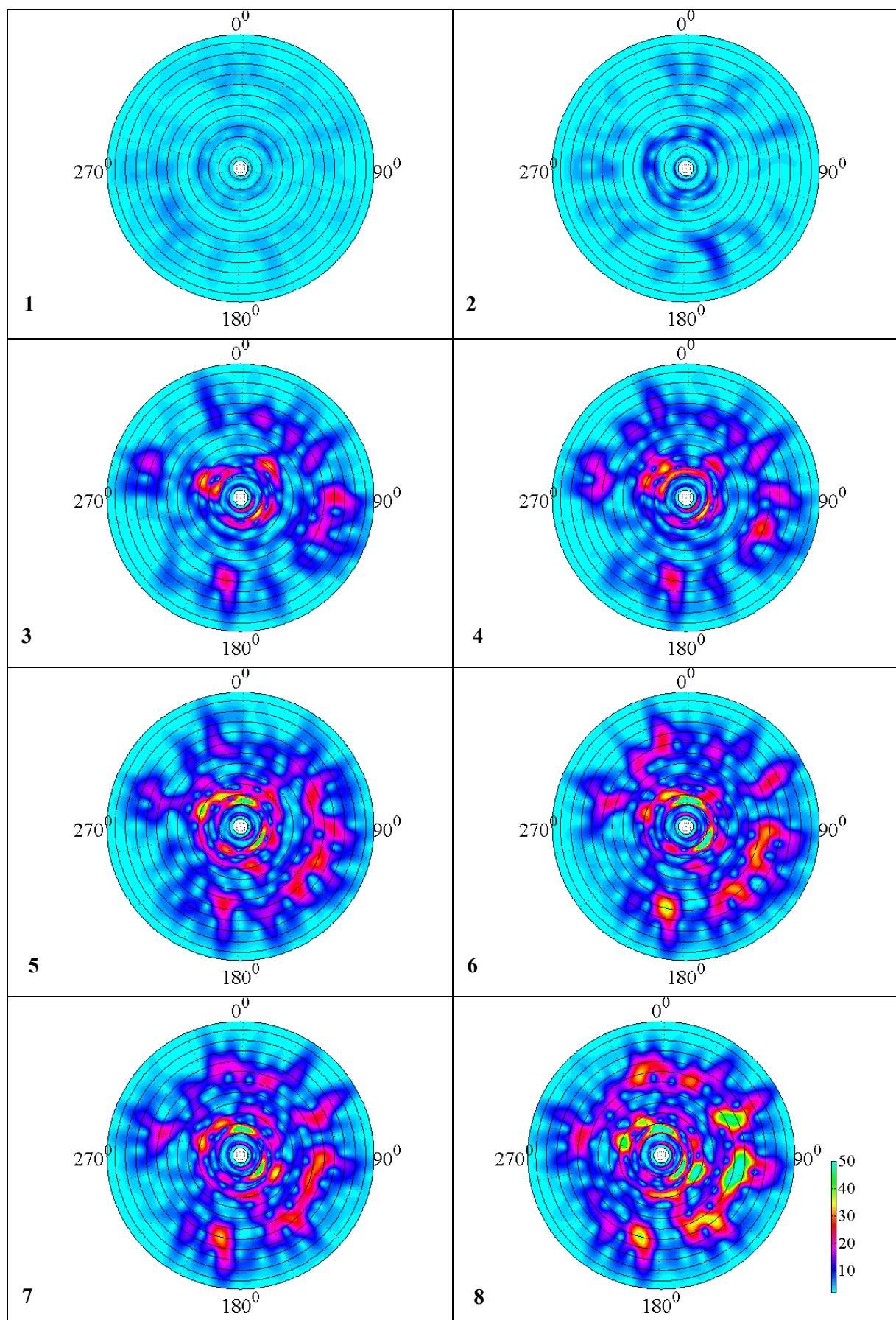


Bild 5.22: Residuelle DWODs für 8 Messungen gemäß Tabelle 5.4

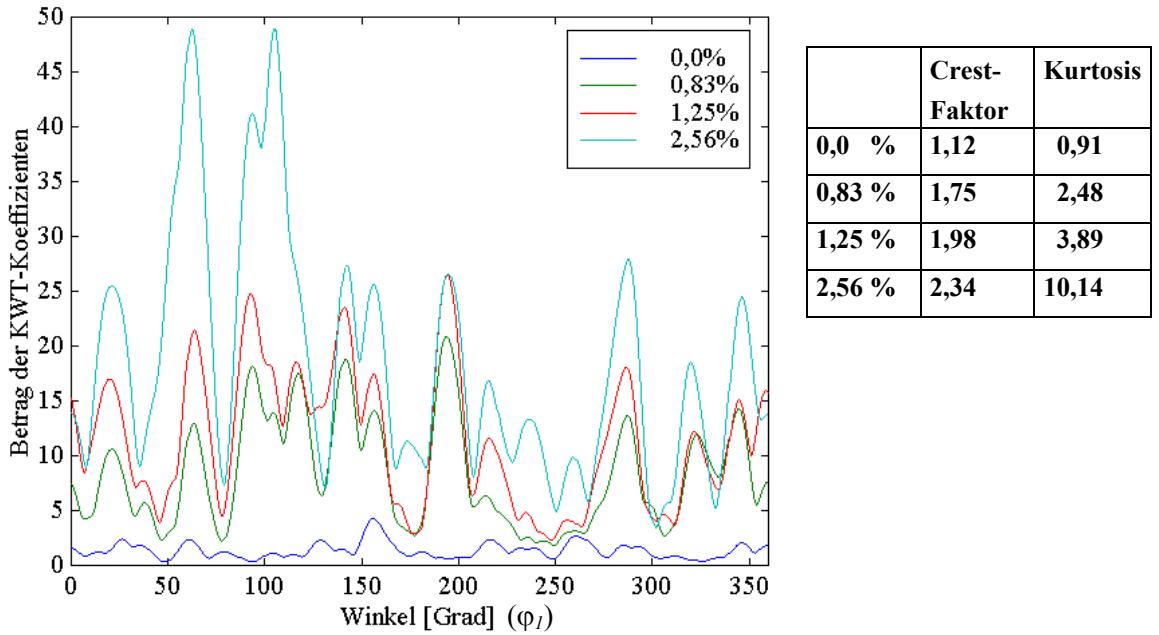


Bild 5.23: Amplitudenhüllkurven bei dem Frequenzband zwischen der 7. und 8. Zahneingriffsharmonischen, gebildet aus DWODs für Messungen 1, 4, 5 und 8 in Bild 5.22

Bei genauer Betrachtung der Signalkomponenten zwischen der 7. und 8. Zahneingriffsharmonischen wird die Koeffizientenanalyse zur Bildung der Amplitudenhüllkurven eingesetzt, vgl. Abschnitt 4.3.5. Bild 5.23 zeigt exemplarisch die Hüllkurven entsprechend der vier verschiedenen Verzahnungszustände. Während im Neuzustand die Hüllkurve mit sehr geringer Amplitude zu erkennen ist, zeigt sich diese für die anderen Zustände mit regelmäßiger Zunahme der Amplituden. Es werden bei jeder Hüllkurve insgesamt 14 lokale Maxima gezählt, welche in besonderem Maß von der Schadensentwicklung an 14 Ritzelzähnen abhängen. Der Vergleich dieser Spitzenwerte mit Ergebnissen aus der Pittingprüfung für jeden Zahn zeigt eine gute Übereinstimmung.

Aus den Amplitudenhüllkurven können die empfindlichen Diagnosemerkmale durch die bekannten statistischen Kennfunktionen gebildet werden. Es zeigt sich hier eine viel deutlichere Anhebung des Signals bei den stark geschädigten Zähnen, als dies bei rotorsynchroner Mittelung des Gesamtsignals möglich ist (vgl. Bilder 5.9 und 5.10). Es bietet sich an, für diese Hüllkurve Merkmale wie Effektivwert \bar{x} , Spitzenwert \hat{x} , den Crest-Faktor C_r oder Kurtosis K_r zu bilden und als zusätzliche Merkmale bei einer multivarianten Diagnostik (z.B. mittels Fuzzy -Klassifikator oder Neuronalem Netz) zu verwenden.

5.4.2 Zahnfuß-Dauerbrüche

In diesem Versuch stehen insgesamt acht zustandsabhängige Messungen zur Verfügung. Die Verzahnung des Prüfgetriebes ist so ausgelegt, dass Zahnfußbrüche nur am Ritzel eintreten. Dabei entwickelt sich die Tiefe des Ermüdungsriesses kontinuierlich von 0 bis ca. 2mm bei einer Zahnfußlänge von 18 mm.

Die Früherkennung der Anrissentstehung mittels konventioneller Diagnosemerkmale ist aufgrund der starken Rauscheinflüsse mit einigen Schwierigkeiten verbunden. Erst bei großer Zahnfußschädigung oder beim Ausbruch des Zahns werden signifikante Änderungen im Signal und im Spektrum erkennbar. Aber auch bei der Anwendung der rotorsynchronen Signalmittelung trat in diesem Fall ein neues Problem auf: In den ritzelsynchron gemittelten Signalen bei allen Zuständen zeigt sich die dominierende „globale“ Amplitudenmodulation, die durch die Auswirkung eines auf die Hälfte des Ritzelumfangs verteilten Fehlers erzeugt wird. Die Ursache könnte ein unrund laufender Zahnradssitz (Exzentrizität) sein, vgl. Bild 5.24. Deshalb waren beim Frühstadium der Schadensentstehung die durch Zahnfußanrisse bedingten Signalanteile im üblichen residuellen Signal nicht detektierbar.

Um den Einfluss dieses Amplitudenmodulationseffektes zu eliminieren, wurden bei der Bildung von residuellen Signalen die Zahneingriffsharmonischen sowie die beiden jeweils unmittelbar benachbarten Frequenzlinien aus dem Spektrum entfernt, vgl. dazu Abschnitt 4.3.6. Aufgrund der neu gebildeten residuellen Signale liefert die Drehwinkel-Ordnungs-Analyse die Polardiagramme in Bild 5.25. Zur Markierung des beschädigten Zahns werden die Polardiagramme in 27 Teile entsprechend der Zähnezahl des verwendeten Ritzels unterteilt.

Die Polardiagramme zeigen eindeutig das Auftreten von angestoßenen Schwingungen (zwischen der 2. und 3. oder der 4. und 5. Eingriffsharmonischen) bei ca. 1800 Hz und 3100 Hz. Sie sind bereits ca. 30 Minuten nach Versuchsbeginn beim Eingriff des Zahnes 8 erkennbar (Zustand 2). Ihre Amplitude steigt mit zunehmender Laufzeit und besonders bei Ausbruch dieses Zahnes (Zustand 8). Die Früherkennung der Anrissentstehung am Zahnfuß ist durch diese Auswertung möglich. Darüber hinaus ist die Entwicklung des Schadens am einzelnen Zahn beobachtbar, z.B. bei Zuständen

6 und 7. Die Drehwinkel-Ordnungs-Analyse liefert deshalb empfindliche Diagnosemerkmale zur Erkennung dieser Schadensart.

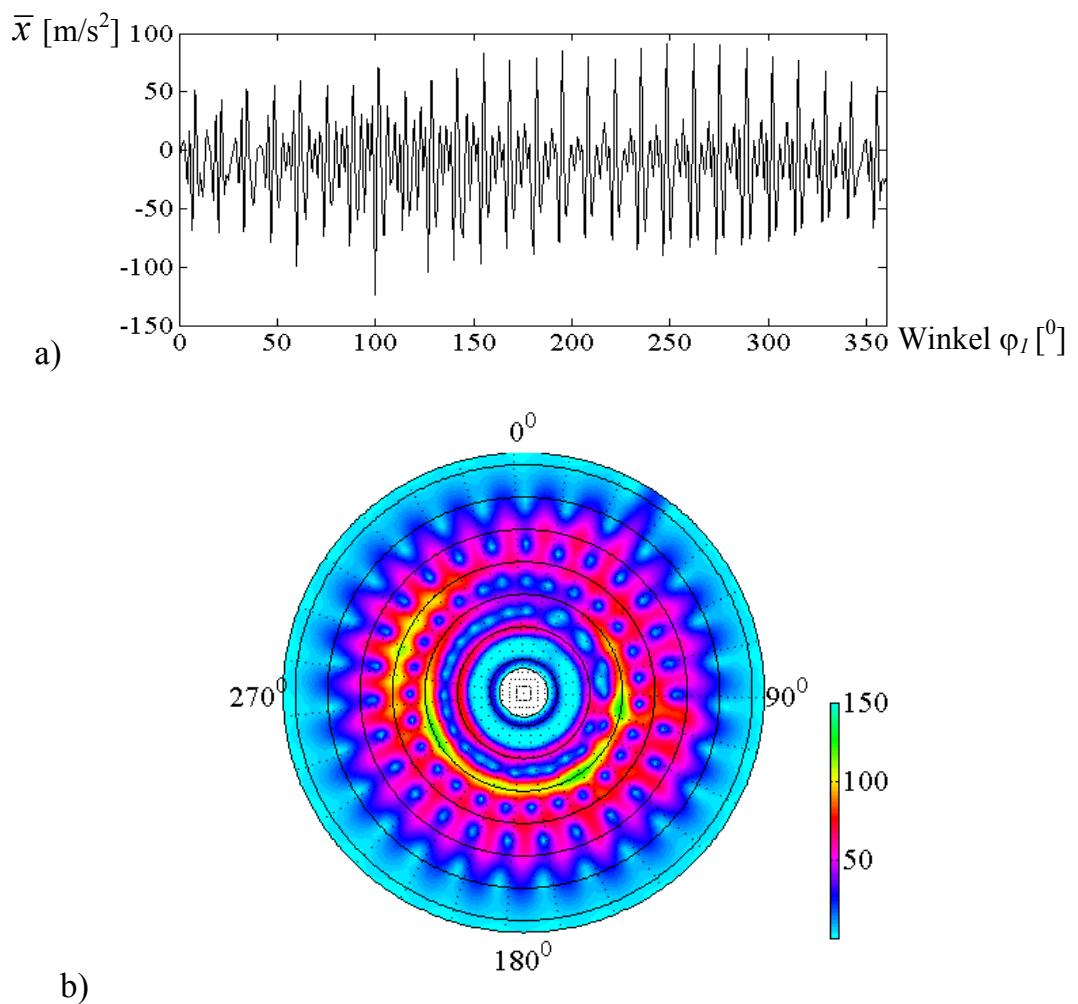


Bild 5.24: *Gemitteltes Signal und vollständige DWOD für Zustand 2, konstante Drehzahl 1500 1/min*

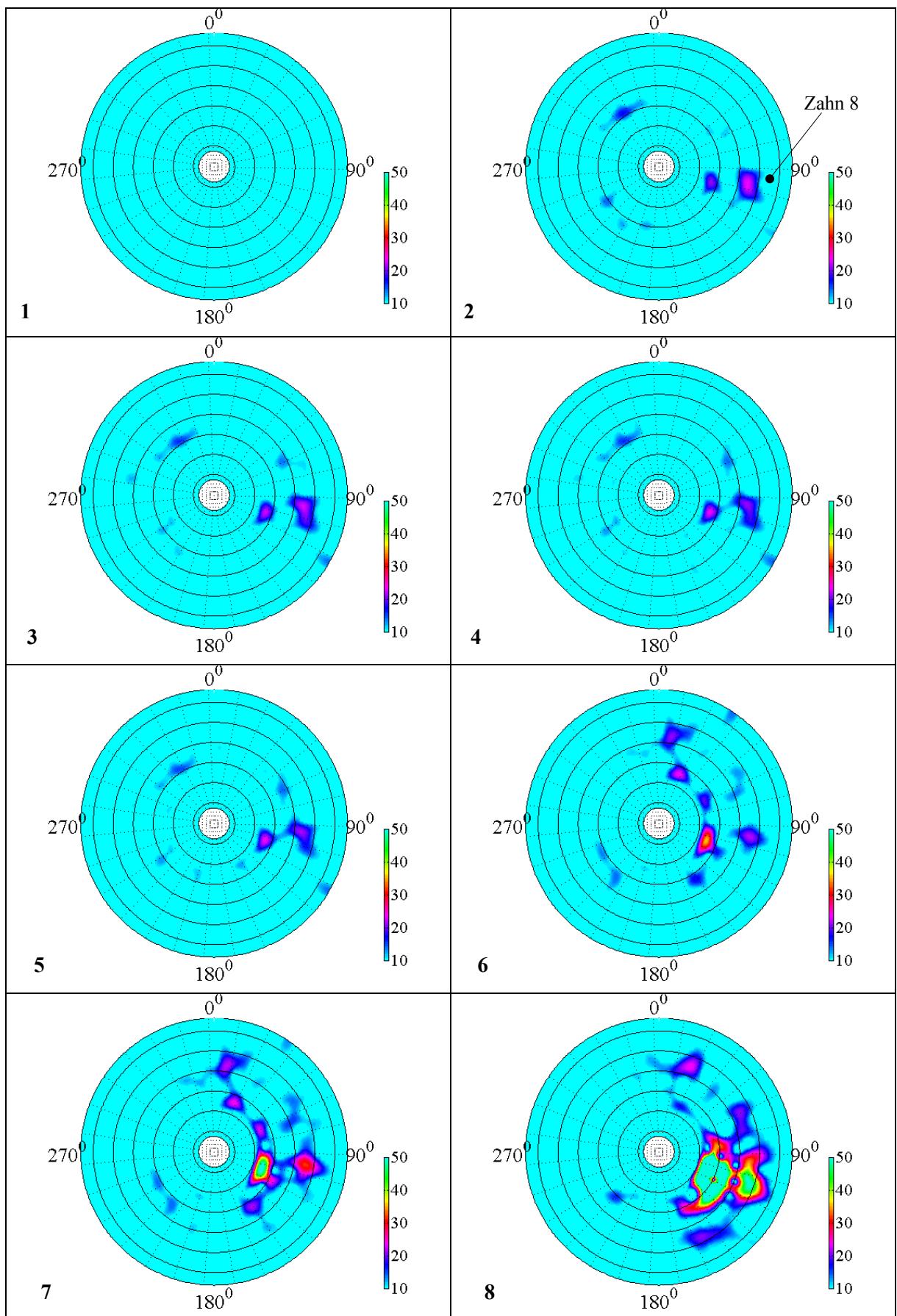


Bild 5.25: Residuelle DWODs, die Laufzeit **1**: 0h 00'; **2**: 0 h 30'; **3**: 1h 15'; **4**: 1h 35'; **5**: 1h 45'; **6**: 2h 5'; **7**: 2h10'; **8**: 2h 15' (Zahn 8 abgebrochen)

5.5 Schlussfolgerung

Basierend auf der umfangreichen Untersuchung verschieden geschädigter Zahnpaarungen können folgende wichtige Schlussfolgerungen abgeleitet werden:

- Die Erkennung von Verzahnungsschäden (Pittingschaden an Zahnflanken, Zahn-eckausbruch und Zahnfußanriss) wird durch die Betrachtung folgender Schwingungseffekte ermöglicht:
 - schadensbedingte Modulationsschwingungen
 - angestoßenen Eigenschwingungen infolge schadensbedingter Zahneingriffstöße
- Dabei wurden die beiden Effekte bei der Zahnflankenschädigung mit Hilfe der Wavelet-Analyse untersucht. Das Ergebnis lieferte eine Erklärung über die schadensrelevanten Anregungsmechanismen im Zahneingriff, vgl. Bilder 5.17 bis 5.21.
- Mit Hilfe der Zeit-Frequenz-Analyse, vorzugsweise der KWT und ihrer verfeinerten Verfahren z.B. DWOD in Polarkoordinaten, ist die diagnostische Beurteilung von Verzahnungszuständen bei *veränderlichen Drehzahlen* möglich, vgl. Bild 5.11.
- Aufgrund des Vergleichs der Signalenergie von Zahn zu Zahn in der DWOD für jeden aktuellen Verzahnungszustand benötigt die vorgeschlagene Diagnosestrategie (siehe Bild 4.19) *keine aufwendige Referenzmessungen*, vgl. Bilder 5.22, 5.25.
- Die Analyse der Messergebnisse aus den Kurzzeitversuchen unter Nutzung des entwickelten Rechenprogramms erlaubte eine exakte Lokalisierung von *mehreren geschädigten Zahnflanken an einem Zahnräder* sowie eine quantitative Bewertung des Schadensausmaßes, vgl. Bild 5.12. Dabei wurde die rotorsynchrone Signalmitteilung mit dem Einsatz der ermittelten momentanen Drehzahlen experimentell überprüft, vgl. Bild 5.14.
- Die Anwendung der vorgeschlagenen Verfahren (Rotorsynchrone Mitteilung/vollständige und residuelle DWODs) liefert verwertbare Ergebnisse zur Erkennung von Zahnflankenschäden, welche *gleichzeitig an beiden Rädern auftreten*, vgl. Bild 5.13. Für die Diagnose bei mehrstufigen Getrieben bzw. bei Planetengetrieben ist die Anwendbarkeit dieser Verfahren vielversprechend.

- Extraktion und Vergleich von einzelnen schadensrelevanten Schwingungskomponenten erlaubt es, die *Schwingungsursachen* und somit die Schadenart zu identifizieren, vgl. Bild 5.21.
- Die Bewertung der Schadensentwicklung bei Langzeitversuchen kann auf der Basis der *Hüllkurvenbildung* erfolgen:
 - Festlegung schadensrelevanter Frequenzbänder aus der gewonnenen Zeit-Frequenz-Darstellung,
 - Bildung der Amplitudenhüllkurven mittels Koeffizientenanalyse der Wavelet-Koeffizienten in diesen Bändern und anschließende Bestimmung schadensrelevanter Diagnosemerkmale aus deren zeitlichen Verlauf, vgl. Bild 5.23.

6 Zusammenfassung

Die vorliegende Arbeit befasst sich mit der diagnostischen Beurteilung von Verzahnungszuständen in Getrieben mittels Zeit-Frequenz-Analyse von Schwingungssignalen. Schwerpunkt der Untersuchungen ist die Entwicklung einer neuen auf den Methoden der Zeit-Frequenz-Analyse basierenden Diagnosestrategie zur Erhöhung der Diagnoseschärfe und zur Erkennung von Zahnschäden bei veränderlicher Getriebedrehzahl (Hochlaufvorgängen, Drehzahlschwankung während des Betriebes).

Die Zeit-Frequenz-Darstellung des ursprünglichen, ungemittelten Signals liefert wertvolle Informationen über die drehzahlabhängigen Komponenten sowie mögliche transiente Komponenten aus dem Signalgemisch. Somit wird eine qualitative Bewertung des aktuellen Verzahnungszustandes aufgrund der Erkennung von angestoßenen Eigenschwingungen der Getriebestruktur und amplitudenmodulierten Schwingungen beim Zahneingriff, die sowohl von Einzelschäden als auch von verteilten Schäden verursacht werden können, ermöglicht.

Bezüglich der Anwendung der Methoden der Zeit-Frequenz-Analyse ist zu bemerken, dass in den meisten Fällen die Wavelet-Analyse mit Morlets für die Auswertung von Schwingungssignalen ausreichen. Aber auch ZFVs der Cohen's Klasse wie z.B. Choi-Williams-Verteilung sind bei entsprechend größerem Rechenaufwand geeignet. Zur Auswertung großer Datenmengen wird vor allem die Wavelet-Analyse bevorzugt, vgl. Kapitel 3.

Aus der Zeit-Frequenz-Darstellung ergibt sich dann die Möglichkeit, den momentanen Drehzahlverlauf zu ermitteln und damit die entsprechenden drehwinkeläquidistante Messfolge ohne Nutzung eines Triggersignals an der Radwelle zu gewinnen. Dieser Ansatz ist für die Verzahnungsdiagnose (bzw. Diagnose von rotierenden Maschinen) bei Drehzahlschwankungen besonders hilfreich, weil hier ein Triggersignals nicht erforderlich ist.

Zur Bildung neuer zusätzlicher Diagnosemerkmale aus ZFDs werden die rotorsynchrone Signalmittelung, die Bildung der residuellen Signale und die Drehwinkel-Ordnungs-Darstellung in Polarkoordinaten angewendet. Mit Hilfe der verfeinerten Verfahren zur Zeit-Frequenz-Analyse (adaptive Analyse durch die Anpassung von

Zeit- und Frequenzauflösung, Koeffizientenanalyse) werden die den Schaden kennzeichnenden Komponenten im Ordnungsspektrum des gemittelten Signals festgelegt. Durch Eliminierung der Zahneingriffsharmonischen und anderer nicht schadensrelevanter Komponenten in diesem Spektrum werden einzelne schadensrelevante Schwingungskomponenten aus dem Schwingungsgemisch extrahiert. Die DWODs dieser Komponenten in Polardiagrammen erlauben eine exakte Lokalisierung von mehreren Einzelschäden, die an einem oder an beiden Rädern auftreten können.

Mit Anwendungen der konventionellen Diagnoseverfahren können Zahnschäden bislang lediglich durch vergleichende Messungen detektiert werden. Dabei muss nach der Einlaufphase eines Getriebes eine Referenzmessung durchgeführt werden. In regelmäßigen, zeitlichen Abständen wird dazu das Schwingungssignal aufgenommen und mit der Referenzmessung verglichen. Bei der Zunahme von verteilten Schäden oder bei plötzlich eintretenden Einzelschäden ist dann eine entsprechende Abweichung im Spektrum zu erkennen. Steht keine Referenzmessung zur Verfügung, so lassen sich aktuelle Verzahnungszustände nur schwer beurteilen. Aufgrund des Vergleiches der Signalenergie von Zahn zu Zahn in Drehwinkel-Ordnungs-Darstellungen für jeden aktuellen Verzahnungszustand ist eine solche Referenzmessungen nicht erforderlich.

Eine Möglichkeit zur Erhöhung der Diagnoseschärfe ist die Bildung der Amplitudenhüllkurven aus den Zeit-Frequenz-Darstellungen von ungemittelten Signalen bzw. aus Drehwinkel-Ordnungs-Darstellungen von gemittelten Signalen. Aufgrund dieser Hüllkurven werden die empfindlichen Diagnosemerkmale durch die bekannten statistischen Kennfunktionen gebildet, die als zusätzliche Merkmale bei einer multivariaten Diagnostik verwendet werden können.

Als Ergänzung der vorliegenden Arbeit dient ein Rechenprogramm zur praktischen Anwendung der Zeit-Frequenz-Analyse in der Verzahnungsdiagnose. Mit Hilfe einer Vielzahl von Signalanalyseprozeduren, inklusive der neu entwickelten Analysemethoden (z.B. Drehwinkel-Ordnungs-Darstellung in Polarkoordinaten, Koeffizientenanalyse), die in dem Rechenprogramm implementiert sind, ist eine zuverlässige diagnostische Beurteilung von Verzahnungszuständen sowohl bei konstanter als auch bei veränderlicher Getriebedrehzahl möglich, vgl. Kapitel 4.

Die gewonnenen Erkenntnisse werden in einem umfangreichen Versuchsprogramm angewendet. Es wird gezeigt, dass mit den Diagnosewerkzeugen Verzahnungsschäden bei instationär arbeitenden Getrieben erkannt und diagnostiziert werden können, vgl. die Schlussfolgerung in Kapitel 5.

Es wird gezeigt, dass alle relevanten Aufgaben der Verzahnungsdiagnose wie Detektion, Lokalisierung, Identifikation und quantitative Bewertung von Schäden und Schadensmaß gelöst werden können. Neben der Früherkennung von plötzlich auftretenden Einzelschäden sind die vorliegenden Mittel und Verfahren auch zur zuverlässigen „Offline-Diagnose“ von über längere Zeiträume andauernden Schädigungszuständen geeignet.

Literaturverzeichnis

- [1] *Andrade, F. A.; Esat, I.; Badi, M. N. M.*: A new approach to time-domain vibration condition monitoring: gear tooth fatigue crack detection and identification by the Kolmogorov-Smirnov test. *Journal of Sound and Vibration* **240**(2001)5, S. 909-919.
- [2] *Auger, F. ; Flandrin, P.*: Improving the Readability of Time-Frequency and Time-Scale Representation by Reassignment Method. *IEEE Transactions on Signal Processing* **43**(1995)5, S.1068-1089 .
- [3] *Baraniuk, R.G. ; Jones, D.L.*: A Signal-Dependent Time-Frequency Representation: Optimal Kernel Design. *IEEE Transaction on Signal Processing* **41**(1994)4, S. 1589-1602.
- [4] *Baraniuk, R.G.; Jones, D. L.*: Signal-Dependent Time-Frequency Analysis Using a Radially Gaussian Kernel, *Signal Processing* **32**(1993)3, S. 263-284.
- [5] *Bartz, W. J. u.a.*: Schäden an geschmierten Maschinenelementen: Gleitlager, Wälzlager, Zahnräder. 2. Auflage, Ehningen: Expert-Verlag 1992.
- [6] *Baydar, N.; Ball, A.*: Detection of gear deterioration under varying load conditions by using the instantaneous power spectrum. *Mechanical System and Signal Processing* **14**(2000)6, S. 907-921.
- [7] *Baydar, N. u.a.*: Detection of incipient tooth defect in helical gears using multivariate statistics. *Mechanical System and Signal Processing* **15**(2001)2, S. 303-321.
- [8] *Berger, I. M. u.a.*: Wavelet based cutting state identification. *Journal of Sound and Vibration* **213**(1998)5, S.813-827 .
- [9] *Blankenship, G. W.; Singh, R.*: Analytical solution for modulation sidebands associated with a class of mechanical oscillators. *Journal of Sound and Vibration* **179**(1995)1, S.13-36.
- [10] *Blatter, C.*: Wavelets - Eine Einführung. Braunschweig /Wiesbaden: Vieweg Verlag 1998.

- [11] *Boashash, B.*: Time-Frequency Signal Analysis. Longman Cheshire 1992.
- [12] *Börner, J.*: Modellreduktion und vereinfachte Berechnung der inneren dynamischen Zahnkräfte. *Maschinenbautechnik* **39**(1990)6, S. 248-252.
- [13] *Brian, C. S.; Jones, D. L.*: Quadratic and instantaneous frequency analysis of helicopter gearbox faults. *Mechanical System and Signal Processing* **14**(2000)4, S. 579-595.
- [14] *Brie, D. u.a.*: Gear crack detection by adaptive amplitude and phase demodulation. *Mechanical System and Signal Processing* **11**(1997)1, S. 149-167.
- [15] *Capdessus, C. u.a.*: Cyclostationary processes: Application in gear faults early diagnostic. *Mechanical System and Signal Processing* **14**(2000)3, S. 371-385.
- [16] *Cempel, C.*: Vibroakustische Maschinendiagnostik. Berlin: Verlag Technik 1990.
- [17] *Choi, H.-I. ; Williams, W.*: Improved Time-Frequency Representation of Multicomponent Signals Using Exponential Kernels. *IEEE Transactions on Acoustics, Speech and Signal Processing* **37**(1989)6, S. 862-871.
- [18] *Chui, C.K.*: An Introduction to Wavelets. Academic Press Inc. 1992.
- [19] *Claassen, T.A.C.M. ; Mecklenbräuker, W.F.G.*: The Wigner Distribution - A Tool for Time-Frequency Signal Analysis (Part I: Continuos-time signal). *Philips J. Res.* **35**(1980)3, S.217-250.
- [20] *Claassen, T.A.C.M. ; Mecklenbräuker, W.F.G.*: The Wigner Distribution - A Tool for Time-Frequency Signal Analysis (Part II: Discrete-time signal). *Philips J. Res.* **35**(1980)4/5, S.276-300.
- [21] *Claassen, T.A.C.M. ; Mecklenbräuker, W.F.G.*: The Wigner Distribution - A Tool for Time-Frequency Signal Analysis (Part III: Relation with other time-frequency signal transformations). *Philips J. Res.* **35**(1980)6, S.372-389.
- [22] *Cohen, L.*: Time-Frequency Analysis. NJ, Prentice Hall: Englewood Cliffs 1995.

- [23] *Cornell, R. W. ; Westervelt, W.W.*: Dynamic Tooth Loads and Stressing for High Contact Ratio Spur Gears. *Journal of Mechanical Design* **100**(1978), S. 69-76.
- [24] *Dalpiaz, G. ; Rivola, A. ; Rubini, R.*: Effectiveness and sensitivity of vibration processing techniques for local fault detection in gears. *Mechanical System and Signal Processing* **14**(2000)3, S. 387-412.
- [25] *Daubechies, I.*: Ten Lectures on Wavelets. Philadelphia: CBMS-NSF Regional Conference Series in Applied Mathematics (Bd.61) 1992.
- [26] *Dennin, D.*: Einflüsse von Zahnrad-Profilkorrekturen auf Getriebe-Drehschwingungen. *Fortschrittberichte VDI*, Reihe **11**, Nr. 236, Düsseldorf: VDI-Verlag 1997.
- [27] *Donoho, D. L.*: De-noising by Soft-Thresholding. *IEEE Transactions on Information Theory* **41**(1995)3, S. 613-627.
- [28] *Dresig, H. ; Nguyen, P. D.*: Application of time-frequency analysis of determining causes of vibration in the cutting process. In: Proceeding of the National Conference „Vibration in Engineering“ Hanoi 2000, S. 107-116.
- [29] *Dresig, H.*: Schwingungen mechanischer Antriebssysteme: Modellbildung, Berechnung, Analyse, Synthese. Berlin; Heidelberg; New York; u. a.: Springer-Verlag 2001.
- [30] *El Badaoui, M. u.a.*: Modeling and Detection of Localized Tooth Defects in Geared Systems. *Journal of Mechanical Design* **123**(2001), S. 422-430.
- [31] *Forrester, D.*: Advanced Vibration Analysis Techniques for Fault Detection and Diagnosis in Geared Transmission Systems. Dissertation TU Swinburne 1996.
- [32] *Förster, J.*: Zeit-Frequenzanalyse instationärer Signale und ihr Einsatz für Diagnistik, Prozeßüberwachung und Qualitätskontrolle. Habilitationsschrift TU Chemnitz 1992.
- [33] *Franco, H.; Pauletti, R.M.O.*: Analysis of Nonlinear Oscillations by Gabor Spectrograms. *Nonlinear Dynamics* **12**(1997), S. 215-236.

- [34] *Gaberson, H.A.*: Application of Choi-Williams Reduced Interference Time Frequency Distribution to Machinery Diagnostics. *Shock and Vibration* **2**(1995)6, S. 437-444.
- [35] *Gaul, L.; Hurlebaus, S.*: Identification of the impact location on a plate using wavelets. *Mechanical System and Signal Processing* **12**(1997)6, S. 783-795.
- [36] *Geiser, H.*: Schwingungs- und Geräuschanregung von Getrieben, Programm dynamische Zahnkräfte DZP. Vortrag zum Seminar "Schwingungen, Geräusche und Laufverhalten von Zahnradgetrieben", Technische Akademie Esslingen November 2001.
- [37] *Geropp, B.; Bauer, B.*: Schaden an Verzahnungen mit Hilfe der Hüllkurvenanalyse. *VDI Berichte* Nr. 1416, Düsseldorf: VDI-Verlag 1998, S. 401-414.
- [38] *Ghanem, R. ; Romeo, F.*: A wavelet-based approach for the identification of linear time-varying dynamical system. *Journal of Sound and Vibration* **234**(2000)4, S.555-576.
- [39] *Goupillaud, P.; Grossmann, A.; Morlet, J.*: Cycle-Octave and related transforms in seismic signal analysis. *Geoexploration* **23**(1984), S. 85-102.
- [40] *Hammond, J.K.; White, P.R.*: The analysis of non-stationary signals using time-frequency methods. *Journal of Sound and Vibration* **190**(1996)3, S. 419- 447.
- [41] *Howard L. R. ; Raymond O. W. J.*: Wavelet Analysis: The Scalable Structure of Information. Berlin: Springer Verlag 1998.
- [42] *Howard, I. u.a.*: The dynamic modelling of a spur gear in mesh including friction and a crack. *Mechanical System and Signal Processing* **15**(2001)5, S. 831-853.
- [43] *Huang, K. J. ; Liu, T. S.*: Dynamic analysis of a spur gear by the dynamic stiffness method. *Journal of Sound and Vibration* **234**(2000)2, S. 311-329.
- [44] *Iwanow, J.*: Methode der Zeit-Frequenz-Analyse und ihre Anwendung zur Zahnradgetriebediagnose. Forschungsbericht 423/98. TU Dresden, Institut für Energemaschinen und Maschinenlabor 1998.

- [45] *Meltzer, G.; Iwanow, Yu. Ye.*: Fault Diagnosis at Gear Drives with Non-Stationary Rotational Speed, Part I: The Time-Frequency Approach; Part II: The Time-Quefrency Approach. *Mechanical System and Signal Processing* 2002 (in print).
- [46] *Jing Lin, Liangsheng Qu*: Feature extraction based on Morlet wavelet and its application for mechanical fault diagnosis. *Journal of sound and vibration* **234** (2000)1, S.135-148.
- [47] *Jones, D.L.; Baraniuk, R.G.*: A simple scheme for adapting time-frequency representations. *IEEE Transaction on Signal Processing* **42**(1994)12, S. 1325-1331.
- [48] *Kasuba, R. ; Evans, J. W.*: An Extended Model for Determining Dynamic Loads in Spur Gearing. *Journal of Mechanical Design* **103**(1981), S. 398-409.
- [49] *Keppler, H.*: Zur Simulation der Dynamik deterministischer und stochastischer Anregungen bei Stirnradgetrieben. *Fortschrittberichte VDI*, Reihe **1**, Nr. 233, Düsseldorf: VDI-Verlag 1994.
- [50] *Kim, Y. Y.; Hong, J.-C.*: Frequency response function estimation via a robust wavelet de-noising method. *Journal of sound and vibration* **244** (2001)4, S.635-649.
- [51] *Klein, U.*: Merkmalbestimmung an Zahnradgetrieben mittels Wavelet-Transformation und Koeffizientenanalyse. *VDI Berichte* Nr. 1466, Düsseldorf: VDI-Verlag 1999, S. 461-475.
- [52] *Klein, U.*: Schwingungsdiagnostische Beurteilung von Maschinen und Anlagen. Düsseldorf: Verlag Stahleisen, 1999.
- [53] *Kolerus, J.*: Zustandsüberwachung von Maschinen. 3. erweiterte Auflage, Renningen–Malsheim: Expert-Verlag 2000.
- [54] *König, D.*: Analyse nichtstationärer Triebwerkssignale insbesondere solcher klopfender Betriebszustände. *Fortschrittberichte VDI*, Reihe **12**, Nr. 290, Düsseldorf: VDI-Verlag 1995.

- [55] Küçükay, F.: Dynamik der Zahnradgetriebe. Berlin; Heidelberg; New York: Springer-Verlag 1987.
- [56] Küçükay, F.: Über das dynamische Verhalten von einstufigen Zahnradgetrieben. Fortschrittberichte VDI, Reihe 11, Nr. 43, Düsseldorf: VDI-Verlag 1981.
- [57] Kühn, T.: Eine erweiterte Form der Zeit-Frequenz-Analyse und ihre Anwendung zur Merkmalsdefinition für Prozeßüberwachungssysteme. Dissertation TU Chemnitz 1994.
- [58] Lee, B. Y.; Tarn, Y. S.: Milling cutter breakage detection by discrete wavelet transform. Mechatronics 9(1999), S. 225-234.
- [59] Lewis J. M.; Burrus, C. S.: Approximate continuous wavelet transform with an application to noise reduction. In: Proceedings of ICASSP 1998.
- [60] Lin, S. T.; McFadden, P. D.: Gear vibration analysis by B-spline wavelet-based linear wavelet transform. Mechanical System and Signal Processing 11(1997)4, S. 603-609.
- [61] Linke, H.: Untersuchungen zur Ermittlung dynamischer Zahnkräfte von einstufigen Stirnradgetrieben mit Geradverzahnung. Diss. TU Dresden 1969.
- [62] Lipovszky, G.; Sólyomvári, K.; Varga, G.: Vibration testing of machines and their maintenance. Amsterdam/Oxford/New York/Tokyo: Elsevier 1990.
- [63] Liu Hongxing u. a.: An improved algorithm for direct time-domain averaging. Mechanical System and Signal Processing 14(2000)2, S. 279-285.
- [64] Liu, B.; Ling, S.-F.: On the selection of informative wavelets for machinery diagnosis. Mechanical System and Signal Processing 13(1999)1, S. 145-162.
- [65] Loughlin, P.; Cakrak, F.: Conditional moments analysis of transients with application to helicopter fault data. Mechanical System and Signal Processing 14(2000)4, S. 511-522.
- [66] Loughlin, P.J.; Bernard, G. D.: Cohen-Posh (positive) time-frequency distributions and their application to machine vibration analysis. Mechanical System and Signal Processing 11(1997)4, S. 561-576.

- [67] *Louis, K. A.; Maafß, P.; Rieder, A.*: Wavelets, Theorie und Anwendungen. Stuttgart: Teubner Verlag 1994.
- [68] *Mallat, S.*: A Wavelet Tour of Signal Processing. San Diego, London, New York: Academic Press 1999.
- [69] *Magnus, K.; Popp, K.*: Schwingungen. Stuttgart: Teubner Verlag 1997.
- [70] *McCormick, A. C.; Nandi, A. K.*: Cyclostationarity in rotating machine vibration. Mechanical System and Signal Processing **12**(1998)2, S. 225-242.
- [71] *McFadden, P. D.*: Examination of a technique for the early detection of failure in gears by signal processing of the time domain average of the meshing vibration. Mechanical System and Signal Processing **1**(1987)2, S. 173-183.
- [72] *McFadden, P.D. ; Cook J. G. ; Forster, L. M.*: Decomposition of gear vibration signals by the generalised S transform. Mechanical System and Signal Processing **13**(1999)5, S. 691-707.
- [73] *McFadden, P.D.*: Interpolation techniques for the time domain averaging of gear vibration. Mechanical System and Signal Processing **3**(1989)1, S. 87-97.
- [74] *Meltzer, G.*: Stand und Tendenzen zur Schwingungsüberwachung und Diagnostik/Innovative Diagnosetechnik. VDI Berichte Nr. 1466, Düsseldorf: VDI-Verlag 1999, S. 1-29.
- [75] *Mertins, A.*: Signaltheorie. Stuttgart: Teubner Verlag 1996
- [76] *Müller, R.*: Schwingungs- und Geräuschanregung bei Stirnradgetrieben. Dissertation TU München 1990.
- [77] *Newland, D. E.*: Ridge and Phase Identification in the Frequency Analysis of Transient Signals by Harmonic Wavelets. Journal of Vibration and Acoustics **121**(1999), S.149-155.
- [78] *Newland, D.E.*: An introduction to random vibrations, spectral and wavelet analysis. John Wiley & Sons 1993.
- [79] *Niemann, G.; Winter, H.*: Maschinenelemente. Band II, Berlin/Heidelberg/New York/Tokyo: Springer-Verlag 1985.

- [80] *Niu, Y. M. u. a.*: Multi-Category Classification of Tool Conditions Using Wavelet Packets and ART2 Network. *Journal of Manufacturing Science and Engineering* **120**(1998), S. 807-816.
- [81] *Oehlmann, H. u.a.*: A method for analysing gearbox faults using time-frequency representations. *Mechanical System and Signal Processing* **11**(1997)4, S. 529-545.
- [82] *Oliveira, P. M. ; Barroso, V.*: Instantaneous frequency of mono and multicomponent signals. *Proceedings of the IEEE-SP: International Symposium on Time-Frequency and Time-Scale Analysis*, USA 1998, S. 105-108.
- [83] *Oster, P.*: Grundlagen der Tragfähigkeitsberechnung. Vortrag zum Seminar „Schwingungen, Geräusche und Laufverhalten von Zahnradgetrieben“, Technische Akademie Esslingen November 2001.
- [84] *Parker, G. R.; Vijayakar, S. M.; Imajo, T.*: Non-linear dynamic response of a spur gear pair: Modelling and experimental comparisons. *Journal of Sound and Vibration* **237**(2000)3, S. 435-455.
- [85] *Pernot, S.; Lamarque, C.-H.*: A Wavelet-Galerkin procedure to investigate time-periodic systems: transient vibration and stability analysis. *Journal of Sound and Vibration* **245**(2001)5, S. 845-875.
- [86] *Peter W. T. ; Peng , Y. H.; Yam, R.*: Wavelet Analysis and Envelope Detection For Rolling Element Bearing Fault Diagnosis - Their Effectiveness and Flexibilities. *Journal of Vibration and Acoustics* **123**(2001)3, S. 303-310.
- [87] *Plechanov, F. I.*: Kontaktnachgiebigkeit bei Verzahnungen. *Vestnik Masinostroenija* **4**(1996), S. 12-14.
- [88] *Prabhakkar, S.; Sekhar A. S.; Mohanty, A. R.*: Detection and monitoring of cracks in a rotor-bearing system using wavelet transforms. *Mechanical System and Signal Processing* **15**(2001)2, S. 447-450.
- [89] *Qian, S.; Chen, D.*: Diskrete Gabor Transform. *IEEE Transactions on Signal Processing* **41**(1993)7, S. 2429-2438.

- [90] *Randall, R. B.*: Cepstrum analysis and gearbox fault diagnosis. Brüel & Kjaer application note 233-80.
- [91] *Reitz, K. u.a.*: Verschleißerkennung an Getriebeverzahnungen mit Hilfe der Körperschallanalyse. Forschungsbericht AiF-Vorhaben Nr. 11554 N/1, RWTH Aachen, Institut für Bergwerks- und Hüttenmaschinenkunde 2000.
- [92] *Remmers, E. P.*: Gear Mesh Excitation Spectra for Arbitrary Tooth Spacing Errors, Load and Design Contact Ratio. *Journal of Mechanical Design* **100**(1978), S. 715-722.
- [93] *Rettig, H.*: Innere dynamische Zusatzkräfte bei Stirnradgetrieben. *Antriebstechnik* **16**(1977)11, S. 655-663.
- [94] *Robertson, A. N.; Park, K.C.; Alvin, K. F.*: Identification of structural dynamics models using wavelet-generated impulse response data. *Journal of Vibration and Acoustics* **120**(1998), S. 261-266.
- [95] *Rubini, R.; Meneghetti, U.*: Application of the envelope and wavelet transform analyses for the diagnosis of incipient faults in ball bearings. *Mechanical System and Signal Processing* **15**(2001)2, S. 287-302.
- [96] *Ser-Tong Quek u. a.*: Sensivity analysis of crack detection in beams by wavelet technique. *International Journal of Mechanical Sciences* **43**(2001), S. 2899-2910.
- [97] *Staszewski, W. J. ; Worden, K. ; Tomlinson, G.R.*: Time-frequency analysis in gearbox fault detection using the Wigner-Ville distribution and pattern recognition. *Mechanical System and Signal Processing* **11**(1997)5, S. 673-692.
- [98] *Staszewski, W. J.*: Identification of non-linear systems using multi-scale ridges and skeletons of the wavelet transform. *Journal of Sound and Vibration* **214**(1998)4, S. 639-658.
- [99] *Staszewski, W. J.*: Wavelet based compression and feature selection for vibration analysis. *Journal of Sound and Vibration* **211**(1998)5, S. 735-760.
- [100] *Staszewski, W. J.*: The application of time-variant analysis to gearbox fault detection. Dissertation Universität Manchester 1994.

- [101] Stockmanns, G.: Wavelet-Analyse zur Detektion von Zustandsänderungen. Fortschrittberichte VDI, Reihe 17, Nr. 202. Düsseldorf: VDI Verlag 2000.
- [102] Stockwell, R. G.; Mansinha, L.; Lowe, R.P.: Localization of the complex spectrum: The S-Transform. IEEE Transactions on Signal Processing **44**(1996)4, S. 998-1001.
- [103] Strang, G.; Nguyen, T.: Wavelets and Filter Banks. Wellesley: Wellesley-Cambridge Press 1996.
- [104] Sturm, A.; Förster, R.: Maschinen und Anlagendiagnostik für die zustandsbezogene Instandhaltung. Stuttgart: Teubner Verlag 1990.
- [105] Tai, H. M. ; Chen, C. W. ; Sung, C. K.: Locating defects of a gear system by employing wavelet transform. Tenth World Congress on The Theory of Machines and Mechanism, Oulu, Finland 1999, S. 2361-2366.
- [106] Tang, S. K.: On the time-frequency analysis of signals that decay exponentially with time. Journal of Sound and Vibration **234**(2000)2, S.241-258.
- [107] Tansel, I. U.; Mekdeci, C.; McLaughlin, C.: Detection of tool failure in end milling with wavelet transformations and neural networks. Int. J. Mach. Tools Manufact. **35**(1995)8, S. 1137-1147.
- [108] Theodossiades, S.; Natsiavas, S.: Non-linear dynamics of gear-pair systems with periodic stiffness and backlash. Journal of Sound and Vibration **229**(2000)2, S. 287-310.
- [109] Torrence, C.; Compo, G. P.: A Practical guide to wavelet analysis. Bulletin of the American Meteorological Society **79**(1998)1, S. 61-78.
- [110] Townsend, D. P. ; Zakrajsek, J. J.: Evaluation of a Vibration Diagnostic System for the Detection of Spur Gear Pitting Failures. NASA Technical Memorandum 7/1993.
- [111] Vaishya, M.; Singh, R.: Analysis of periodically varying gear mesh system with coulomb friction using floquet theory. Journal of Sound and Vibration **243**(2001)3, S. 525-545.

- [112] *Velex, P.; Maatar, M.*: A mathematical model for analyzing the influence of shape deviations and mounting errors on gear dynamic behaviour. *Journal of Sound and Vibration* **191**(1996)5, S. 629-660.
- [113] *Vinayak, H.; Singh, R.*: Multi-body dynamics and modal analysis of compliant gear bodies. *Journal of Sound and Vibration* **210**(1998)2, S. 171-214.
- [114] *Wang, Q.W.; Ismail, F.; Golnaraghi, F.*: Assessment of gear damage monitoring techniques using vibration measurements. *Mechanical System and Signal Processing* **15**(2001)5, S. 905-922.
- [115] *Wang, W. J.*: Wavelets for detecting mechanical faults with high sensitivity. *Mechanical System and Signal Processing* **15**(2001)4, S. 685-696.
- [116] *Wang, W.*: Early detection of gear tooth cracking using the resonance demodulation technique. *Mechanical System and Signal Processing* **15**(2001)5, S. 887-903.
- [117] *Wang, W.J. ; P.D. McFadden*: Application of orthogonal wavelets to early gear damage detection. *Mechanical System and Signal Processing* **9**(1995)5, S. 497-507.
- [118] *Wang, W.J. ; P.D. McFadden*: Application of wavelets to gearbox vibration signal for fault detection. *Journal of Sound and Vibration* **192**(1996)5, S. 927-939.
- [119] *Wickerhauser, V. M.*: Adaptive Wavelet-Analysis, Theorie und Software. Braunschweig /Wiesbaden: Vieweg - Verlag 1996.
- [120] *Williams, W. J.; Zalubas, E. J.*: Helicopter transmission fault detection via time-frequency, scale and spectral methods. *Mechanical System and Signal Processing* **14**(2000)4, S. 545-559.
- [121] *Zackenhouse, M.; Braun, S.; Feldman, M.*: Toward helicopter gearbox diagnostics from a small number of examples. *Mechanical System and Signal Processing* **14**(2000)4, S. 523-543.
- [122] *Zheng, G. T.; Wang, W. J.*: A new cepstral analysis procedure of recovering excitation for transient components of vibration signals and application to

rotating machinery condition monitoring. Journal of Vibration and Acoustics **23**(2001), S. 222- 229.

[123] *Zhongxing, G. ; Liangsheng, Q.*: Vibrational diagnosis of machine parts using the wavelet packet technique. British Journal of NTD **36**(1994)1, S. 11-15.

[124] *Zschieschang, T. ; Dresig, H.*: Zur Zeit-Frequenz-Analyse von Schwingungen in Antrieb von Verarbeitungsmaschinen. VDI Berichte Nr. 1416 (1998), Düsseldorf: VDI-Verlag, S. 489-506.

[125] *Zschieschang, T.*: Schwingungsanalyse an Maschinen mit ungleichförmig übersetzenden Getrieben. Dissertation TU Chemnitz 2000.

Software/URLs

[126] Wavelet Toolbox with Matlab

<http://www.mathsoft.com/wavelets.htm>

[127] *Auger, R. u.a.*: Time-Frequency Toolbox with Matlab. Tutorial & Reference:

<http://intsn.univ-nantes.fr/~auger/tftbfb.html>

[128] *Buckheit, J. u.a.*: WaveLab-Toolbox 802 with Matlab. Tutorial & Reference:

<http://www.stat.stanford.edu/~wavelab/>

[129] *Börner, J.*: Rechenprogramm LVR: Beanspruchungsverteilung an evolventischen Verzahnungen. TU Dresden, Institut für Maschinenelemente und Maschinenkonstruktion 1999.

[130] KISSsoft - Berechnungsprogramme für den Maschinenbau (Schrauben, Welle-Nabe-Verbindungen, Wellen-Träger-Lager, Zahnräder)

<http://www.KISSsoft.ch/>

Normen und Richtlinien

- [131] Norm DIN 3960 März 1987: Begriffe und Bestimmungsgrößen für Stirnräder (Zylinderräder) und Stirnradpaare (Zylinderradpaare) mit Evolventenverzahnung.
- [132] Norm DIN 3979 Juli 1979: Zahnschäden an Zahnradgetrieben, Bezeichnung, Merkmale, Ursachen.
- [133] Norm DIN 3990 Teil 1 Dezember 1987: Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern.
- [134] Richtlinie VDI 3822 Blatt 1 Februar 1984: Schadenanalyse; Grundlagen, Begriffe und Definition; Ablauf einer Schadenanalyse.
- [135] Richtlinie VDI 3839 Blatt 1 April 1999: Hinweise zur Messung und Interpretation der Schwingungen von Maschinen – Allgemeine Grundlagen.